

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

В

ДЛЯ ВУЗОВ

КОНСТРУКЦИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

*Под общей редакцией
д-ра техн. наук Д.В. Хромина*

*Допущено Государственным комитетом СССР
по народному образованию
в качестве учебника для студентов вузов,
обучающихся по специальности
"Авиационные двигатели
и энергетические установки"*



Москва
• Машиностроение •
1989

Авторы: С. А. Вьюнов, Ю. И. Гусев, А. В. Карпов,
А. Е. Ковалевская, Ю. М. Никитин, А. А. Саркисов,
Н. М. Споригина, К. Р. Хачатуров, Д. В. Хронин

Рецензенты: кафедра КуАИ им. акад. С. П. Королева
«Конструкции и проектирование двигателей летательных
аппаратов» и д-р техн. наук проф. Б. А. ПОНОМАРЕВ

Конструкция и проектирование авиационных газотур-
К65 **бинных двигателей: Учебник для студентов вузов по спе-**
циальности «Авиационные двигатели и энергетические уста-
новки»/С. А. Вьюнов, Ю. И. Гусев, А. В. Карпов и др.;
Под общ. ред. Д. В. Хрониной. — М.: Машиностроение,
1989. — 368 с.: ил.

ISBN 5-217-00361-8

Изложены основы разработки конструкций авиационных газотурбин-
ных двигателей. Рассмотрены условия работы и конструкция основных
узлов двигателей и их деталей, требования, предъявляемые к ним. При-
ведены современные методы расчета конструкций на прочность, колебания
и другие критерии оценки работоспособности. Изложение материала про-
изводится с позиций комплексного решения схемных, конструкторских
и технологических проблем.

К $\frac{2705140400-254}{038(01)-89}$ 254—89

ББК 39.65-02я73

ISBN 5-217-00361-8 © Издательство «Машиностроение», 1989

В современной авиации среди воздушно-реактивных двигателей (ВРД) наиболее широкое распространение получили газотурбинные двигатели (ГТД).

Изучению конструкции воздушно-реактивных и особенно подробно газотурбинных двигателей, их главных узлов, овладению современными методами проектирования и оценки качества посвящено основное содержание учебника.

При проектировании и разработке конструкций двигателей используются достижения в таких науках, как строительная механика машин, теория и методы оценки прочности, теория колебаний и динамической устойчивости конструкций, материаловедение, технология производства и др.

Цель учебника — дать будущим специалистам, получившим подготовку по общетехническим и специальным техническим дисциплинам, комплекс знаний для самостоятельной творческой работы в области проектирования новых двигателей, для критической оценки принимаемых решений и формирования у студентов конструкторского мышления и понимания ими перспективных, наиболее вероятных путей дальнейшего совершенствования и развития двигателей.

Эффективность творческой, изобретательской деятельности конструктора тем выше, чем более он эрудирован в смежных областях знаний, чем активнее участвует в общем комплексе научно-технических исследований как в процессе непосредственного проектирования нового двигателя, так и в процессе его изготовления, испытания, серийного производства и эксплуатации.

В учебнике приведены современные методы оценки прочности и работоспособности конструкций при различных условиях работы двигателей и их деталей с учетом применяемых материалов и технологии изготовления.

Следует отметить, что по мере значительного повышения требований, предъявляемых к летательным аппаратам и двигателям, сложность их проектирования возрастает. В связи с этим излагаемые в учебнике методы расчета ориентированы на использование быстродействующих ЭВМ и специальных систем автоматизированного проектирования.

Для проведения приближенных расчетов наиболее простых элементов конструкций в учебнике приведены упрощенные методы расчета, также выполняемые с помощью ЭВМ.

Работа над учебником распределена между его авторами следующим образом: гл. 1 и 12 написаны Ю. И. Гусевым, гл. 2 и 13 — К. Р. Хачатуровым, гл. 3 — Н. М. Спорягиной, гл. 4 — Ю. М. Никитиным, гл. 5 — А. Е. Ковалевской и Д. В. Хрониным, гл. 6 и 7 — Д. В. Хрониным, гл. 8 — А. А. Саркисовым, гл. 9 и 10 — С. А. Вьюновым, гл. 11 — А. А. Карповым.

Авторы признательны д-ру техн. наук проф. Б. А. Пономареву и преподавательскому составу кафедры «Конструкция и проектирование двигателей летательных аппаратов» Куйбышевского авиационного института за ценные замечания, сделанные ими при рецензировании рукописи.

ГЛАВА 1

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ПО КОНСТРУКЦИИ ГАЗОТУРБИННЫХ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

1.1. РАЗНОВИДНОСТИ КОНСТРУКЦИЙ

В СССР и за рубежом за последние сорок лет создано большое количество ГТД, отличающихся друг от друга принципом действия, назначением, основными техническими данными и конструктивными компоновками.

По принципу действия современные авиационные ГТД образуют две основные группы:

- 1) турбореактивные двигатели прямой реакции;
- 2) газотурбинные двигатели непрямой реакции: турбовинтовые (ТВД), турбовальные.

К первой, наиболее многочисленной группе, относятся ГТД следующих видов:

- турбореактивные двигатели одноконтурные (ТРД) и с форсажной камерой (ТРДФ);
- двухконтурные турбореактивные двигатели (ТРДД) и с форсажной камерой (ТРДДФ).

Турбореактивные двигатели прямой реакции получили свое развитие начиная с одноконтурных ТРД и ТРДФ (рис. 1.1), которые устанавливались на различных реактивных самолетах. Отличаясь относительной конструктивной и технологической простотой, а следовательно, и меньшей стоимостью изготовления, эти двигатели в настоящее время достаточно широко применяются на самолетах и летательных аппаратах различного назначения с дозвуковой и сверхзвуковой скоростью полета. Их достоинство — существенный рост тяги с увеличением скорости, особенно на сверхзвуковых самолетах.

Основной недостаток ТРД — высокий расход топлива, ограничивающий дальность полета и удорожающий их эксплуатацию. Соответственно этот же недостаток присущ и ТРДФ. По этим причинам в настоящее время новые самолеты с ТРД и ТРДФ, как правило, не проектируются.

Область применения самолетов с ТРД ограничена максимальной скоростью полета, соответствующей числу M не более 1,4 на высотах до 12 ... 14 км. Применение ТРДФ расширяет эту область до скоростей, соответствующих числам M до 3,2 ... 3,5 на высотах до 22 ... 25 км.

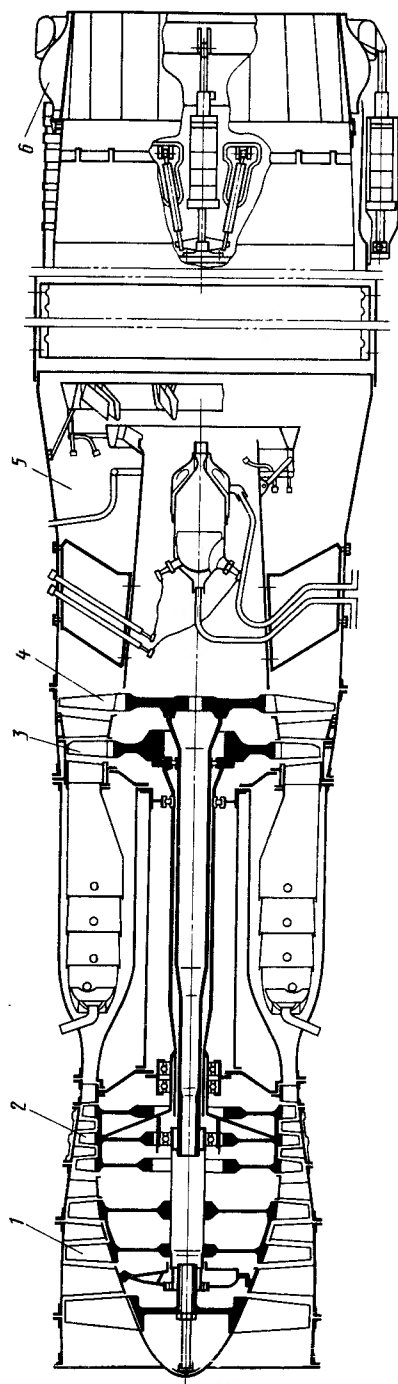


Рис. 1.1. Одиоконтурный двухвальный ТРДФ:

1 — компрессор низкого давления; 2 — компрессор высокого давления; 3 — турбина высокого давления; 4 — турбина низкого давления; 5 — форсажная камера; 6 — регулируемое сопло

Последующее совершенствование двигателей привело, как известно, к наиболее распространенным в авиации в настоящее время двухконтурным двигателям — ТРДД и ТРДДФ.

Двухконтурные турбореактивные двигатели оказались наиболее полно отвечающими требованиям пассажирских и транспортных самолетов, обладая основным преимуществом — высокой экономичностью в области высоких дозвуковых скоростей полета. В то же время ТРДД отличается от ТРД большей конструктивной сложностью (рис. 1.2).

Наибольшее распространение в авиации получили ТРДД с передним расположением турбовентилятора, как изображено на рисунке, хотя известны отдельные двигатели с задним, а также с выносным его расположением.

Современные самолеты с ТРДД по скорости и высоте полета близки к самолетам с ТРД.

В 60—70-е годы двухконтурные двигатели получили полное признание для пассажирской авиации благодаря значительно более низкому удельному расходу топлива. Обладая достаточной тягой и приемлемой компактностью, они могут размещаться как на крыле, так и в хвостовой части фюзеляжа. К тому же ТРДД обладают меньшим уровнем шума, чем турбореактивные и турбовинтовые двигатели. С целью сокращения длины пробега самолета

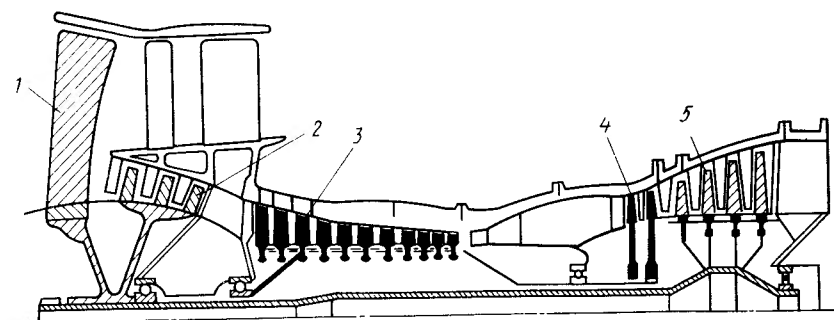


Рис. 1.2. Схема ТРДД (JT9D) с большой степенью двухконтурности:

1 — одноступенчатый вентилятор; 2 — компрессор низкого давления; 3 — компрессор высокого давления; 4 — турбина высокого давления; 5 — турбина вентилятора и компрессора низкого давления

при посадке ТРДД больших самолетов имеют реверс тяги. Конструкция реверса тяги входит в конструкцию реактивного сопла, изменяет направление реактивной струи на встречное, чем создается существенный тормозной эффект самолета.

Двухконтурные двигатели, обеспечивая пассажирским самолетам высокие скорости полета, уступают по удельному расходу топлива турбовинтовым двигателям менее скоростных самолетов. В целях устранения этого недостатка ведутся работы по созданию двигателей с большой степенью двухконтурности.

Совершенствование сверхзвуковых самолетов потребовало существенного увеличения дальности и продолжительности полета на бесфорсажных режимах. Этому требованию наилучшим образом отвечает двухконтурный двигатель с форсажем (ТРДДФ). При этом степень двухконтурности принимается значительно меньшей, чем у ТРДД для дозвуковых самолетов. Этим достигается компромиссное решение для условий сверхзвукового и дозвукового полетов.

Сверхзвуковые самолеты с ТРДДФ могут достигать скоростей полета, соответствующих числам $M = 2,2 \dots 3,0$ (рис. 1.3).

В последние годы в конструкциях ТРДДФ появились устройства для изменения направления истечения реактивной струи в пределах $\pm 15 \dots 20^\circ$. Такие устройства реактивного сопла позволяют изменять направление вектора тяги, что улучшает взлетные свойства и маневренность самолета.

Ко второй группе ГТД относятся двигатели непрямой реакции, мощность которых используется для вращения воздушных винтов.

На рис. 1.4 приведена конструкция турбовинтового двигателя. Как показано на схеме, вращение винта осуществляется свободной газовой турбиной через редуктор, расположенный в передней части двигателя. По этой же принципиальной схеме выполняются ГТД, устанавливаемые для привода винтов вертолетов, однако

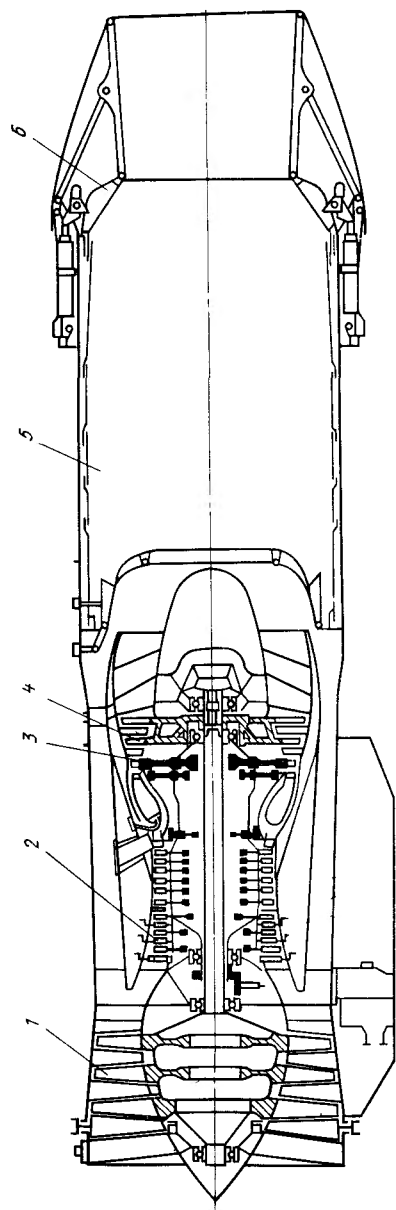


Рис. 1.3. Схема типичного ТРДФ (F101DFE):

1 — вентилятор; 2 — компрессор высокого давления; 3 — турбина высокого давления; 4 — турбина вентилятора; 5 — форсажная камера; 6 — регулируемое сопло

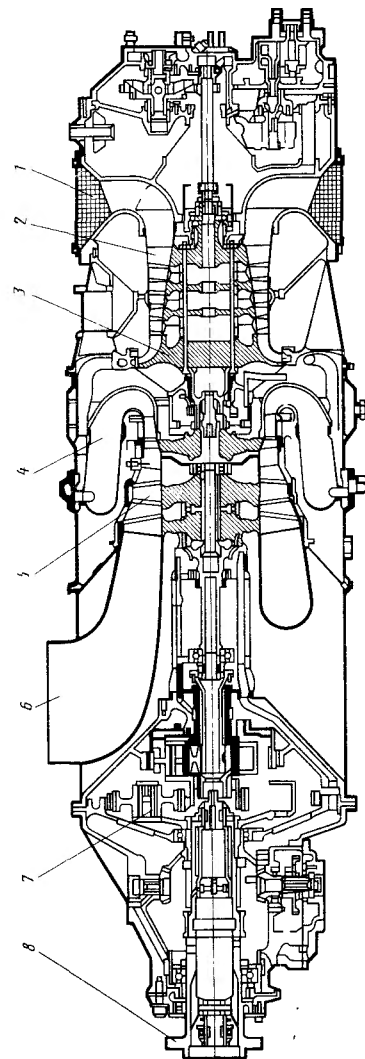


Рис. 1.4. ТВД (PT6A-50):

1 — воздушный винт; 2 — осевой компрессор; 3 — центробежный компрессор; 4 — камера сгорания; 5 — свободная газовая турбина; 6 — выходной патрубок; 7 — редуктор; 8 — вал винта

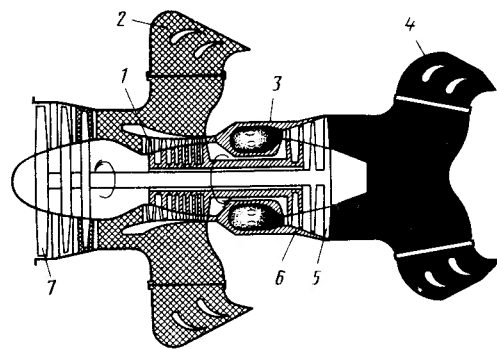
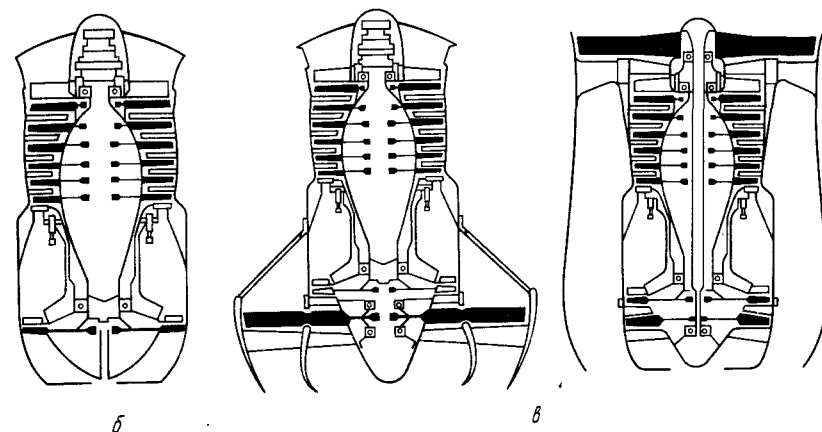


Рис. 1.5. ГТД для СВВП:

а — подъемно-маршевый ТРДД («Пегас»); б — подъемный двигатель; в — двухконтурные подъемные двигатели с задним и передним расположением вентилятора; 1 — компрессор; 2 — передние поворотные сопла (воздушные); 3 — камера сгорания; 4 — задние поворотные сопла; 5 — турбина вентилятора; 6 — турбина высокого давления; 7 — вентилятор



конструкция привода и самого двигателя имеет существенные отличия от ТВД.

Имеются также ТВД, у которых отсутствует свободная турбина, а винт приводится во вращение через редуктор непосредственно от ротора двигателя.

Турбовинтовые двигатели, отличаясь от турбореактивных двигателей высокой экономичностью при малых дозвуковых скоростях полета (малым удельным расходом топлива), в течение длительного периода времени широко применялись в пассажирской и транспортной авиации.

ТВД применяются на летательных аппаратах с относительно малыми скоростями полета, соответствующими числам M не более 0,8 и высотам — до 10 ... 11 км.

Кроме рассмотренных конструкций ГТД существуют газотурбинные двигатели особого назначения. К ним относятся, в частности, двигатели самолетов вертикального взлета и посадки (СВВП). Силовую установку этих самолетов обычно образуют

подъемно-маршевые двигатели (ПМД) или комбинации подъемных двигателей (ПД) с ПМД (или с маршевыми).

Подъемные двигатели работают только на режимах взлета и посадки СВВП, обладают малым ресурсом и могут использовать многие системы (питания, запуска) от маршевых двигателей. Для них характерны сравнительно простая конструкция, малые масса и объем.

Конструкция ПМД отличается главным образом наличием поворотного устройства сопла, отклоняющего выходящий из двигателя поток газов в вертикальное или промежуточное положение. Некоторые примеры конструктивных схем ПМД и ПД представлены на рис. 1.5, а, б и в.

Одной из разновидностей ГТД являются ГТД для вспомогательных силовых установок летательных аппаратов различного назначения; они применяются в качестве бортовых источников мощности для запуска маршевых двигателей, снабжения электроэнергией или сжатым воздухом летательного аппарата и обладают относительно небольшими размерами и значительным ресурсом. Приведенные примеры не исчерпывают всех разновидностей ГТД.

Обычно газотурбинные двигатели классифицируют по принципу действия и назначению с учетом особенностей конструкций их основных узлов, числа их роторов и других системных и конструктивных признаков. Так, например, различают двигатели с осевыми, центробежными или диагональными компрессорами, с реверсом тяги, регулируемым или нерегулируемым реактивным соплом и т. п.

1.2. ОСНОВНЫЕ ДАННЫЕ ДВИГАТЕЛЯ

Газотурбинные двигатели характеризуются абсолютными величинами, характеризующими размерность двигателя, и удельными параметрами, отражающими уровень их технического совершенства.

К абсолютным величинам относятся реактивная тяга двигателя (для ТВД — мощность), масса двигателя, габаритные размеры, расход топлива и воздуха. Тяга, расход топлива и воздуха принимаются в земных и высотно-скоростных условиях.

Тяга двигателей зависит от их назначения и определяет в свою очередь общую массу и габаритные размеры двигателя. По величине тяги ВРД можно разделить на малоразмерные, двигатели средней и большой тяги.

Малоразмерные двигатели с тягой 0,3 ... 40 кН устанавливаются обычно на летательных аппаратах разового применения, на спортивных и учебно-тренировочных самолетах. Наибольшее распространение получили двигатели средней и большой тяги — 40 ... 300 кН; их размерность зависит от массы самолета и числа двигателей в его силовой установке.

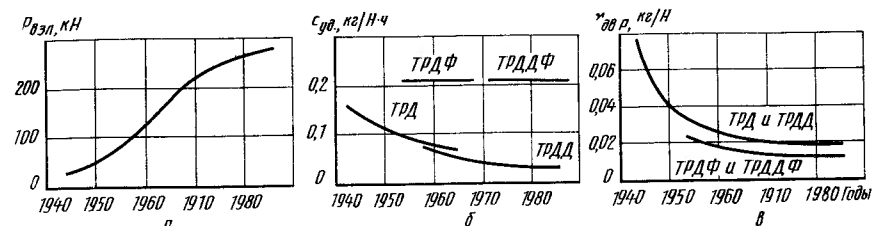


Рис. 1.6. Изменение взлетной тяги и удельных параметров одноконтурных и двухконтурных двигателей по годам их выпуска:

а — взлетная тяга; б — удельный расход топлива; в — удельная масса

Соответственно реактивной тяге в широких пределах изменяется и масса двигателя. В целях объективности сопоставления существующих и проектируемых двигателей пользуются понятием «сухой массы» (без массы масла, топлива, части агрегатов, обслуживающих потребности самолета и их приводов), которое регламентировано ГОСТами.

Размеры двигателя, как масштабный фактор при выбранной его конструкции, необходимы для оценки размещаемости двигателя на летательном аппарате.

Расходы топлива (кг/ч) и воздуха (кг/с) являются определяющими данными двигателя для проектирования топливной системы летательного аппарата и воздухозаборника силовой установки.

Удельными параметрами являются:

— удельная тяга $P_{уд}$ — отношение тяги к секундному расходу воздуха;

— удельный расход топлива $c_{уд}$ — отношение часового расхода топлива к тяге;

— удельная масса двигателя $\gamma_{дв P}$ — отношение массы двигателя к максимальной (взлетной) тяге или $\gamma_{дв N}$ — к эквивалентной мощности N ТВД;

— лобовая тяга — P_F — отношение тяги к лобовой площади двигателя.

Удельная тяга существующих двигателей находится в пределах 0,3 ... 0,9 кН·с/кг (0,9 ... 1,2 кН·с/кг — для двигателей с форсажной камерой).

Удельный расход топлива составляет 0,05 ... 0,13 кг/Н·ч (0,17 ... 0,22 кг/Н·ч — для двигателей с форсажной камерой).

Удельная масса современных двигателей изменяется в пределах 0,01 ... 0,025 кг/Н и в значительной мере определяется их конструкцией.

На рис. 1.6 показано изменение максимальной взлетной тяги и удельных параметров по годам их выпуска, дающее представление об общей тенденции.

К основным техническим данным двигателя относят также ресурс, запасы газодинамической устойчивости, регламентированное

время приемистости при переходах с режима на режим, время запуска и др.

В табл. 1.1 и 1.2 приведены характеристики некоторых серийных двигателей для гражданских и военных самолетов. Следует отметить, что значения $c_{уд}$ в таблицах даны применительно к наземным условиям работы двигателя, что не отражает полностью экономичности двигателя в условиях полета.

Нетрудно заметить, что все приведенные в таблицах двигатели за исключением J79-GE-17, находящегося в эксплуатации свыше 25 лет, относятся к типу ТРДД или ТРДДФ. Наряду с основными данными двигателей приведены конструктивные сведения о числах валов и ступеней компрессора и турбины.

Многообразие авиационных ГТД, отличающихся конструкцией и характеристиками, вызвано многообразием видов и типов самолетов и вертолетов, требующихся для удовлетворения потребностей народного хозяйства и обороны.

1.3. РАЗВИТИЕ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В непрерывном процессе увеличения скорости, высоты и дальности полета создаваемых самолетов ведущая роль принадлежит совершенству двигателей.

Свидетельством большой заботы партии о развитии отечественного моторостроения явилось создание в 1930 году Центрального института авиамоторостроения (ЦИАМ), организованного на базе авиамоторных отделов ЦАГИ и НАМИ. Первоначально важнейшие разработки двигателей отечественной конструкции были сосредоточены в ЦИАМ, имевшем собственную производственную и испытательную базы.

В дальнейшем, к середине 30-х годов, с целью расширения фронта работ при крупных серийных заводах был организован ряд опытно-конструкторских бюро под руководством А. А. Микулина, В. Я. Климова, А. Д. Швецова и других. Коллективы ОКБ сосредоточили свои силы на создании и модернизации двигателей, а ЦИАМ и другие отраслевые институты оказывали им научно-техническую помощь.

Успехи отечественной авиации, достигнутые уже в предвоенные годы и обеспечившие победу в Великой Отечественной войне, создание первоклассного гражданского воздушного флота, а также внедрение в послевоенные годы реактивной авиации стали возможными благодаря созданию и развитию отечественной авиамоторной базы. В авиации, в течение длительного периода, применялись только поршневые двигатели. Советские ученые и конструкторы, много труда вложившие в их совершенствование, вместе с тем разрабатывали другие принципиальные схемы двигателей.

На смену поршневым двигателям, практически исчерпавшим к сороковым годам возможности дальнейшего их совершенствования, пришли воздушно-реактивные двигатели, позволившие резко

Таблица 1.1
Данные некоторых серийных двигателей реактивных пассажирских самолетов

Двигатель, страна, фирма	Тип, число валов	$P_{вэл}$, кН	$c_{уд}$, кг/Н·ч	$Q_{в}$, кг/с	$\lambda_{к\Sigma}$	$T_{г}^*$, К	m	$\gamma_{дв.р'}$, кг/Н	$D_{вх}$, мм	Число ступеней	Самолет
CF6-50C2 США «Дженерал Электрик»	ТРДД 2	234	0,0379	670	30,4	1620	4,31	0,0169	2194	1+3 7 2 4	ДС-10-30 А300В
JT9D-7R4D США «Пратт-Уитни»	ТРДД 2	214	0,0347	721	23,2	1468	5,0	0,0188	2460	1+4 11 2 4	Боинг 767 А310
RB211-524В Англия «Роллс-Ройс»	ТРДД 3	222,5	0,0393	630	29	1548	4,4	0,0178	2170	1 7 6 1 1 3	Боинг 747
НК-8-2У СССР	ТРДД 2	103	0,0591	228	10,7	1200	1,05	0,02	1355	2+2 6 1 3	Ту-154

Продолжение табл. 1.1

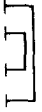
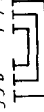
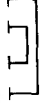
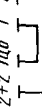
Двигатель, страна, фирма	Тип, число валов	$P_{взл.}$ кН	$c_{уд.}$ кг/Н·ч	$G_{в.}$ кг/с	$\pi_{к\Sigma}^*$	$T_{г.}^*$ К	m	$\gamma_{дв.р.}$ кг/Н	$D_{вх.}$ мм	Число ступеней	Самолет
Д30-КУ СССР	ТРДД 2	108	0,0494	269	20	1405	2,4	0,0209	1455	$\begin{matrix} 3 & 11 & 2 & 4 \\ \boxed{} \end{matrix}$	Ил-62М
Д36 СССР	ТРДД 3	63,8	0,0388	254	20	1400	6	0,0166	1390	$\begin{matrix} 1 & 6 & 7 & 11 & 3 \\ \boxed{} \end{matrix}$	Як-42
«Спей» 25 Англия	ТРДД 2	53,2	0,0622	94	20,7	1385	0,7	0,0215	942	$\begin{matrix} 5 & 12 & 2 & 2 \\ \boxed{} \end{matrix}$	Трайдегт Бак-111
АИ-25 СССР	ТРДД 2	14,7	0,0571	45	8,1	1145	2,2	0,0196	600	$\begin{matrix} 3 & 8 & 1 & 2 \\ \boxed{} \end{matrix}$	Як-40

Таблица 1.2

Данные некоторых серийных двигателей военной реактивной авиации

Двигатель, страна, фирма	Тип, число валов	$P_{ф.}$ кН	$P_{г.}$ кН	$\pi_{к\Sigma}^*$	$T_{г.}^*$ К	m	$\gamma_{дв.р.}$ кг/Н	Число ступеней	Самолет
TF-39 США «Дженерал Электрик»	ТРДД 2	—	182,8	26	1530	8	0,0177	$\begin{matrix} \frac{1}{2} + 1 & 16 & 2 & 6 \\ \boxed{} \end{matrix}$	Военно-транспортный С-5А
J79-GE-17 США «Дженерал Электрик»	ТРДФ 1	79,7	52,8	13,5	1311	—	0,0219	$\begin{matrix} 17 & 3 \\ \boxed{} \end{matrix}$	Больше 25 лет на различных сверхзвуковых истребителях F-4
F100-PW-100 США «Пратт-Уитни»	ТРДДФ 2	111,8	66,7	23	1590	0,7	0,0122	$\begin{matrix} 3 & 10 & 2 & 2 \\ \boxed{} \end{matrix}$	Сверхзвуковой истребитель F15
F101 США «Дженерал Электрик»	ТРДДФ 2	133,4	75,5	27	1647	2,1	0,0133	$\begin{matrix} 2 & 9 & 1 & 2 \\ \boxed{} \end{matrix}$	Стратегический бомбардировщик B-1

Продолжение табл. 1.2

Двигатель, страна, фирма	Тип, число валов	$P_{\text{ф}}$, кН	P_i , кН	$\pi_{\text{к}\Sigma}^*$	$T_{\text{г}}^*$, К	m	$\gamma_{\text{дв.}}$, кг/Н	Число ступеней	Самолет
TF30-P-100 США «Пратт-Уитни»	ТРДДФ ₂	111,5	66,5	22	1589	0,73	0,0162	3+6 7 1 3 	Сверхзвуковой истребитель-бомбардировщик F-111F
RB199Mk103 Англия—Италия—ФРГ	ТРДДФ ₃	75,5	43	25	1590	1,1	0,0133	3 3 6 1 1 2 	Многоцелевой боевой самолет «Горнадо»
«Пегас» 11Mk103 Англия «Роллс-Ройс»	ТРДД ₂ ПМД	—	95,6	14	1475	1,4	0,0146	3 8 2 2 	Истребитель ВКВП «Хэрриер», AV-8B
F107-WR-100 США «Уильямс-Интерн»	ТРДД ₂	—	2,82	13,8	1280	1,03	0,0194	2+2 10 8 1 2 	Стратегическая крылатая ракета ALCM

увеличить скорость и высоту полета. Это достигалось благоприятным возрастанием их тяговых характеристик с ростом скорости полета. К числу первых конструктивных разработок в СССР воздушно-реактивных двигателей для самолетов относятся предложения В. И. Базарова (ТВД с центробежным компрессором, 1923 г.) и А. М. Люлька (ТРДД с осевым компрессором, 1937 г.). С 1932 года велись работы В. В. Уваровым по созданию ТВД. В 1945 г. прошел испытания первый отечественный ТРД (ТР-1) конструкции А. М. Люлька.

Наряду с проектированием новых двигателей отечественной конструкции был использован опыт разработки первых зарубежных двигателей. По образцу немецких двигателей ЮМО-004 и БМВ-003 было налажено производство двигателей РД-10 с тягой 9 кН и РД-20 — с тягой 8 кН, имеющих осевые компрессоры. Затем были разработаны двигатели с центробежными компрессорами РД-45 с тягой 22 кН и РД-500 — с тягой 16 кН. Эти двигатели позволили осуществить создание и начать эксплуатацию первых советских реактивных самолетов Як-15, МиГ-9, МиГ-15, Як-23, Ил-28 и Ла-15.

Вслед за этим и позднее были широко развернуты работы по созданию более совершенных двигателей отечественной конструкции в ОКБ под руководством выдающихся советских конструкторов и ученых В. Я. Климова, А. А. Микулина, С. К. Туманского, А. М. Люлька, Н. Д. Кузнецова, В. А. Добрынина, А. Г. Ивченко, П. А. Соловьева, С. П. Изотова, В. А. Лотарева.

Результативность этих работ проявилась в том, что уже к началу 50-х гг. в СССР были созданы и запущены в серийное производство многие отечественные ВРД. Двигатели ВК-1 с тягой 27 кН (1949 г.) и ВК-1Ф с тягой 33,8 кН (1951 г.) длительное время успешно эксплуатировались. Двигатель АМ-3, не имевший аналогов (1949—1952 гг.), обладал тягой 85,2 кН и являлся в то время самым мощным в мире. Он устанавливался на самолеты Ту-16 и на первые пассажирские самолеты Ту-104, положившие начало применению реактивной авиации для перевозки пассажиров вначале у нас, а затем и во всем мире.

На первом в СССР серийном сверхзвуковом самолете МиГ-19 устанавливались два ТРДФ РД-9Б с тягой на форсажном режиме 32,3 кН.

В процессе разработок новых самолетов и двигателей выявились преимущества ГТД с осевыми компрессорами, отличающимися меньшим диаметром. Однако применение ГТД с осевыми компрессорами высокой степени повышения давления, заметно улучшающего основные данные, создавало трудности с регулированием компрессора. Поиск оптимальных решений, наряду с усложнением конструкции одновальных двигателей, привел к разработке двигателей, выполненных по двухвальной схеме. В конце 50-х годов был создан и запущен в серийное производство двухвальный ТРДФ Р11-300 для самолетов МиГ-21 и Як-28, явив-

шийся базовым для последующего семейства его модификаций.

Одновременно продолжались работы по совершенствованию одновалных ТРДФ с поворотными направляющими лопатками в компрессоре, успешно завершившиеся созданием серийного двигателя АЛ-7Ф для самолета Су-7Б. Этот ТРДФ также явился базовым для последующих ГТД.

В ОКБ под руководством Н. Д. Кузнецова был создан самый мощный в мире ТВД НК-12МВ (11000 кВт), обеспечивший эксплуатацию гигантских транспортных самолетов Ан-22 и крупнейшего в то время пассажирского самолета Ту-114.

К концу 50-х и в 60-е годы, применительно к пассажирской и транспортной авиации, создается ряд ТВД для самолетов с повышенной дальностью. Это двигатели АИ-20М, АИ-20К. Они устанавливались на серийные самолеты Ил-18Д, Ан-10А.

Вскоре за ТВД АИ-20 (3120 кВт) создаются АИ-24 (1870 кВт) для самолетов Ан-24, получивших большое распространение.

Турбовальные двигатели для вертолетов разрабатывались в ОКБ, руководимых П. А. Соловьевым, С. П. Изотовым, В. А. Глушенковым; к ним можно отнести, например, двигатели Д-25В, ТВ2-117 и др.

Возрастающий объем воздушных перевозок требует повышения скорости полета самолетов при сохранении удовлетворительной экономичности. Эту задачу удалось решить путем разработки ТРДД в ОКБ под руководством П. А. Соловьева, Н. Д. Кузнецова и В. А. Лотарева.

Созданные в этих коллективах ТРДД (Д30-КУ, НК-8-2У, АИ-25) на протяжении многих лет эксплуатируются на самолетах Ил-62М, Ту-154 и Як-40. Данные некоторых серийных двигателей приведены в табл. 1.1.

Дальнейшее развитие отечественного самолетостроения с учетом передового зарубежного опыта потребовало решения более сложных задач. Были, например, разработаны двигатели НК-144 и НК-86 для сверхзвукового пассажирского самолета Ту-144 и для аэробуса Ил-86, ТРДД Д-36 — для самолета Як-42, ТРДД с большой степенью двухконтурности Д-18 — для сверхтяжелого транспортного самолета Ан-124 «Руслан».

Определились дальнейшие тенденции развития двигателестроения, направленные на повышение температуры газа и удельных параметров при общем стремлении к снижению затрат в серийном производстве и эксплуатации и повышению надежности.

1.4. ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ

Технические требования, предъявляемые к авиационным двигателям, включают в себя общие технические требования, обобщающие опыт применения различных типов ГТД, и технические требования к данному разрабатываемому двигателю с учетом

его установки на конкретный летательный аппарат. При составлении технических требований учитывается назначение и условия эксплуатации двигателя на летательном аппарате.

К числу важнейших технических требований к конкретному двигателю относятся требования к техническим характеристикам двигателя, производственной и эксплуатационной технологичности, надежности, живучести и уменьшению вредного воздействия на окружающую среду.

Количественные показатели основных данных в совокупности должны обеспечивать приоритетность комплексу летательный аппарат—двигатель по отношению к лучшим известным и создаваемым образцам.

Требование к тяге (мощности). Величина тяги должна быть достаточной для обеспечения необходимых условий полета при заданных климатических условиях. Величина тяги задается потребителем и должна быть не менее заданной в процессе всего периода эксплуатации двигателя.

Величина заданной тяги в проектируемом двигателе подтверждается термогазодинамическим расчетом и его конструктивным обеспечением.

Более совершенным в конструктивном отношении будет тот двигатель, который развивает заданную тягу при минимальных массе, расходе топлива и воздуха. Уровень совершенства двигателя отражают его удельные параметры.

Удельная масса проектируемого двигателя не должна превышать удельной массы лучших по статистическим данным двигателей аналогичного типа. Снижение массы двигателя, а следовательно, и удельной массы при заданной тяге достигается несколькими путями. Один из них — выбор рациональной конструктивной схемы двигателя и его основных узлов. Другим путем снижения массы двигателя является повышение качества применяемых конструкционных материалов с большой величиной удельной прочности, характеризующей отношение предела прочности материала к его плотности. Широкое применение в двигателестроении нашли легкие алюминиевые и магниевые, а также титановые сплавы. И следующий путь — это рациональное с точки зрения уменьшения массы конструирование всех входящих в двигатель деталей и их элементов.

Общая масса двигателя складывается из суммы масс отдельных узлов и деталей. Значения массы двигателя, его узлов и деталей входят в конструкторскую документацию и контролируются в процессе изготовления, сборки и отгрузки потребителю.

Массой двигателя определяется полезная нагрузка самолета. Так, например, из практики известно, что каждый лишний 1 кг массы двигателя вызывает увеличение массы самолета примерно до 3 кг.

По предварительной оценке удельная масса двигателей, конструктивно подобных, одинаковых по механической и термической

напряженности, но отличающихся абсолютными размерами, изменяется в зависимости от отношения диаметров их входов в степени от 2 до 3; их тяги пропорциональны квадрату диаметров, следовательно, при уменьшении размерности двигателя его удельная масса будет иметь тенденцию к снижению. Однако это справедливо до известного предела, когда пропорциональное уменьшение размеров и массы всех деталей и агрегатов становится невозможным.

Требование к удельному расходу топлива имеет не менее важное значение, так как определяет экономичность двигателя и соответственно основные характеристики летательного аппарата по дальности и продолжительности полета. Конкретные величины удельного расхода топлива задаются разработчиком летательного аппарата в зависимости от его назначения и предполагаемых характеристик.

Реализация этого требования заключается в соответствующем выборе параметров рабочего процесса и конструктивных мерах повышения КПД узлов двигателя путем снижения газодинамических и тепловых потерь по всему тракту двигателя.

Нетрудно заметить, что при снижении удельного расхода топлива, связанном с повышением параметров рабочего процесса и усложнением конструкции двигателя, его удельная масса увеличивается. Масса двигателя, топлива и топливных баков определяет массу силовой установки и летательного аппарата, поэтому требования в отношении удельного расхода топлива разработчик летательного аппарата конкретизирует на основании проводимой оптимизации общей компоновки летательного аппарата совместно с разработчиком двигателя.

Требование к удельной тяге при заданной величине тяги означает для конструктора определение габаритных размеров двигателя, связанное с расходом проходящего через него воздуха. Расход воздуха не только определяет размеры и массу двигателя, но и влияет на размеры воздухозаборника и массу силовой установки летательного аппарата. Чем больше удельная тяга, тем меньшим может быть расход воздуха, а значит, масса и размеры двигателя и конструкций силовой установки.

Требование к габаритным размерам двигателя связано с удобством его установки на самолете. Габаритный диаметр двигателя (наибольший наружный диаметр корпуса или фланца) является весьма важной характеристикой, так как влияет на размеры гондолы двигателя, а следовательно, на ее лобовое сопротивление и массу. Величина габаритного диаметра в значительной степени определяется расчетным диаметром на входе в компрессор и принятой проточной частью двигателя. Важным является рациональное размещение агрегатов и сокращение занимаемой ими площади поперечного сечения двигателя. Все это определяется общей компоновкой двигателя и во многом зависит от конструктора. Малая длина двигателя также является важным показателем его качества, так как способствует уменьшению объема двигателя и по-

вышению полезного объема на самолете при размещении двигателя.

Реализация требования к габаритным размерам осуществляется путем разработки конструкции с учетом этого требования и выпуском согласованного с разработчиком самолета, габаритного чертежа, в котором, наряду с максимальным диаметром и длиной, указаны контуры расположения агрегатов, узлы крепления двигателя, места подсоединений магистралей и реперные точки для правильной установки двигателя.

Требование к производственной технологичности двигателя — это требование снижения его стоимости путем снижения трудозатрат на изготовление, сборку и испытания. Применение ручного труда по возможности должно быть исключено. Это требование, очень важное само по себе, приобретает особенно большое значение при продолжительном массовом производстве.

Стоимость разработки современного самолета и двигателя для него в настоящее время достигает гигантских величин. Например, по зарубежным данным, фактическая стоимость разработки сверхзвукового бомбардировщика В-1 США составила в 1974 г. 2,7 млрд. долл., а стоимость серийного самолета в 1976 г. была 100 млн. долл. Стоимость серийного сверхзвукового самолета F15A составляла в 1982 г. 19,3 млн. долл., а его разработка — около 1 млрд. долл. Стоимость разработки двигателей составляет от 18 до 35 % общей стоимости разработки самолета. В абсолютных цифрах разработка двигателей для самолетов обходится в 200...800 млн. долл.

Требование технологичности конкретизируется применительно к заданному ГТД величиной допустимой трудоемкости его изготовления в человеко-часах и темпом снижения трудоемкости в процессе последующего серийного производства.

Пути реализации этого требования начинаются с конструирования двигателя и предполагают постоянное совместное творческое сотрудничество конструкторов и технологов.

Конструкция двигателя должна быть по возможности простой, ориентированной на применение прогрессивных методов при изготовлении его деталей. Механическая обработка должна быть заменена более производительными способами изготовления — штамповкой, точным литьем по выплавляемым моделям, применением порошковой металлургии, вальцовкой.

При изготовлении заготовок механически обрабатываемых деталей, особенно получаемых от заводов-поставщиков, возможность применения прогрессивных методов зависит от конфигурации детали, приданной ей конструктором.

Коэффициент использования материала (КИМ), представляющий собой отношение массы готовой детали к массе ее заготовки, является важным показателем технологичности ГТД. Значения КИМ устанавливаются для двигателей (с тенденцией повышения) и отражаются в чертежах деталей конкретной величиной коэффициента для нее.

Требование надежности ГТД является одним из важнейших, так как от него зависит безопасность полетов и безотказность выполнения заданий. Уровень надежности представляет собой один из основных критериев качества двигателя.

Надежность является комплексным свойством ГТД, в состав которого входят безотказность, долговечность, сохраняемость и ремонтпригодность двигателя.

Уровень надежности двигателя характеризуется количественными показателями, определяемыми на основании статистических данных и расчета; он закладывается при проектировании двигателя и контролируется в процессе всего его существования.

Под ресурсом двигателя понимается его наработка с установленными основными данными, при которой обеспечивается заданный уровень надежности. Ресурс двигателя задается при проектировании в зависимости от его назначения. Для краткоресурсных двигателей разового применения он исчисляется несколькими часами, для двигателей пассажирских самолетов и вертолетов — тысячами часов. Иногда ресурс задают числом циклов (запуск — работа двигателя — останов). Ресурс подтверждается испытаниями. Увеличение ресурса обычно проводится поэтапно. Ресурс двигателя закладывается конструктором при расчете всех узлов и деталей на прочность. Он должен обеспечиваться всеми комплектующими агрегатами включая подшипники качения. Различают первоначально установленный гарантийный ресурс двигателя до 1-го ремонта, межремонтные (до 2-го ремонта и т. д.) ресурсы и назначенный ресурс на весь период эксплуатации, представляющий их сумму. Ресурсы устанавливаются и увеличиваются на основании проведенных стендовых и специальных длительных испытаний с учетом опережающей эксплуатации на самолетах-лидерах. Работы по увеличению ресурсов всегда находятся в центре внимания промышленности и заказчиков.

Требование к эксплуатационной технологичности предусматривает минимальные трудозатраты в человеко-часах на обслуживание ГТД в эксплуатации начиная с монтажа на самолет, выполнение всех видов ремонтных и профилактических работ и съем с самолета.

Для удовлетворения этого требования конструкцию двигателей создают с учетом контролепригодности для проведения диагностики состояния и профилактических осмотров; особое внимание обращается на доступность осмотра и ремонта лопаток компрессора и турбины. Это требование относится и к обеспечению удобства подхода к агрегатам двигателя при необходимости их замены или проведения регулировки.

Реализация этого требования начинается еще с проекта ГТД, отрабатывается на макетах двигателя и самолета, а также в процессе эксплуатации.

Требование живучести является важным и означает способность двигателя продолжать работу в случае получения наиболее

вероятных повреждений для обеспечения выполнения задания летательным аппаратом. Оно реализуется при проектировании двигателя путем возможной защиты наиболее уязвимых мест, например коммуникаций, а также созданием дублирующих систем (топливной, антипомпажной и т. п.).

Требование к уменьшению вредного воздействия двигателя на окружающую среду относится главным образом к двигателям пассажирских самолетов и касается установления предельно допустимых норм на величину шума двигателя при взлете и посадке, выделение загрязняющих веществ (окиси углерода, различных углеводородных соединений, окислов азота), а также дымность выходящих газов. Требование реализуется путем специального проектирования узлов двигателя, разработки шумоглушащих узлов, бездымных камер сгорания и т. д.

Следует заметить, что наряду с перечисленными техническими требованиями на двигатели для пассажирской авиации распространяются международные нормы летной годности ИКАО, направленные на повышение безопасности полетов и уменьшение вредного их воздействия на окружающую среду. В соответствии с нормами каждый новый тип двигателя проходит проверочные испытания, в том числе на заброс камней, песка, птиц; конструкция корпусных деталей не должна обрываться в случае повреждения и обрыва рабочих лопаток и т. п.

Все изложенные здесь важнейшие требования, предъявляемые к ГТД, обязательны, в первую очередь, для конструкторов при проектировании новых двигателей. Степень важности отдельных ТТ отражается в их количественных показателях, устанавливаемых с учетом назначения летательного аппарата, для конкретных ГТД.

Реализация технических требований осуществляется при проектировании и обязательно проверяется в процессе создания двигателя путем проведения комплекса специальных стендовых длительных и летных испытаний. Перечень необходимых испытаний определяется программами Государственных испытаний конкретных двигателей.

1.5. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГТД, СТАДИИ СОЗДАНИЯ

Началу проектирования ГТД, которое, как и проектирование любого технического объекта, состоит из ряда последовательных работ (стадий), оговоренных ГОСТ, предшествует выдача конструктору двигателя технического задания (ТЗ) разработчиком летательного аппарата. Техническое задание формируется на основании задания на создание летательного аппарата, технических требований к летательному аппарату и предварительных совместных конструктивных проработок летательного аппарата и двигателя.

ТЗ содержит основное назначение, основные технические характеристики, важнейшие технические требования и показатели качества, технико-экономические и специальные требования, связанные со спецификой применения разрабатываемого двигателя. После соответствующей предварительной проработки, согласования и утверждения ТЗ является основным определяющим документом для всех стадий проектирования и в дальнейшем для создания двигателя.

Предварительная конструктивная проработка, формирование облика двигателя состоит из проработки вариантов различных конструктивных схем с выявлением основных преимуществ и недостатков каждой применительно к рассматриваемым условиям, предварительных расчетов двигателя, его основных узлов и характеристик.

Если на заре разработки ВРД в проектировании облика, не располагая сформулированными требованиями и ТЗ, мог участвовать только один талантливый конструктор (например, за несколько часов был начерчен от руки в натуру облик двигателя АМ-3 А. А. Микулиным), то в настоящее время эту задачу решают коллективы высококвалифицированных опытных теоретиков и конструкторов с привлечением соответствующих НИИ, так как требования и уровень сложности двигателей неизмеримо возросли.

Вместе с тем выбор типа и принципиальной схемы двигателя в значительной степени ограничен самим назначением летательного аппарата.

Так, например, если требуется спроектировать двигатель для пассажирского дозвукового самолета большой дальности, то скорее всего будет выбран ТРДД с большой степенью повышения давления и большой степенью двухконтурности, конкретные величины которых могут варьироваться. В том случае, если задан двигатель для сверхзвукового, многоцелевого самолета, предпочтительным окажется ТРДДФ с умеренной степенью двухконтурности, а для летательного аппарата разового применения, в зависимости от требуемых скоростей и продолжительности полета это могут быть как ТРД, так и ТРДД, но во всех случаях максимум упрощенной конструкции, дешевой в изготовлении.

Большое внимание при проектировании уделяется достижению высоких удельных параметров и основных технических данных, заметно превышающих существующий уровень, полному удовлетворению технических требований, особенно связанных со спецификой конструкции.

В целях оптимизации задачи проводится сравнительный анализ компоновок двигателя с вариантами конструктивных схем основных узлов. В выборе числа роторов для проектируемого двигателя, имеющего заданные параметры, при которых конструкции с различными числами роторов могут оказаться равнозначными по основным данным включая величину массы двигателя, немалую роль играет имеющийся положительный опыт их создания у разработчика и изготовителя.

Одним из современных способов проектирования новых двигателей является принцип использования единого (базового) газогенератора в различных ГТД. Газогенератор (компрессор высокого давления — камера сгорания — турбина высокого давления) представляет собой наиболее сложный и определяющий узел ТРДД. Варьируя в широких пределах конструкции и основными данными вентилятора и турбины низкого давления, можно при одном и том же газогенераторе создать «семейство» двигателей самого различного назначения, а также резко сократить расходы и время на их создание.

Подобная практика является общепризнанной в отечественном и зарубежном двигателестроении. Б. А. Пономарев [26] приводит сведения о фирме США «Дженерал Электрик», которой за 15 лет было спроектировано 36 самых различных модификаций двигателя, использующих единый газогенератор GE1.

Проектирование современных двигателей должно отличаться реальностью заложенных решений и идей, для чего необходимо опираться на опережающий научно-технический задел по созданию и отработке определяющих узлов и деталей двигателя (охлаждаемых лопаток турбины и т. п.).

Процесс проектирования двигателя включает в себя следующие стадии:

- техническое предложение (ТП) — совокупность конструкторских документов, содержащих технические и технико-экономические обоснования целесообразности создания нового двигателя на основании анализа ТЗ, предварительных расчетов и конструктивных проработок;

- эскизный проект (Э) — полная разработка конструкции двигателя со всеми составными узлами и деталями, более подробные расчеты; оптимизация вариантов конструкции, изготовление макетов, рассмотрение и утверждение эскизного проекта;

- технический проект (Т) — совокупность конструкторских документов, представляющих собой окончательные технические решения, являющиеся исходными данными для разработки и выпуска рабочей документации;

- разработка рабочей документации — заключительная стадия проектирования — проводится с учетом конкретной технологии изготовления и испытаний двигателя и всех его узлов; в состав ее входят все чертежи, расчеты и методики, технические условия на изготовление и испытания, схемы и чертежи общих видов и пр. Для отработки конфигурации и окончательной укладки коммуникаций изготавливается полноразмерный макет двигателя, подлежащий примерке и согласованию с макетом летательного аппарата.

Каждая стадия проектирования считается завершенной после ее утверждения и проведения необходимых согласований, на что затрачивается немало времени. Учитывая, что фактор времени в двигателестроении имеет решающее значение, в практике проек-

тирования авиационных двигателей сложилась система разработки графиков параллельно-последовательного проведения работ. Такой порядок способствует большей глубине и качеству проработки проекта на ранних стадиях, однако требует повышенного внимания исполнителей.

На стадиях разработки эскизного и технического проектов участвует большой коллектив конструкторов, технологов, металлургов и других специалистов, а также принимают участие отраслевые институты, оценивающие уровень основных параметров и возможности их достижения, надежность с учетом расчетных запасов прочности, а также уровень технологичности изготовления и трудоемкости узлов и деталей, применяемых марок материала, а также унификации и стандартизации и др.

Создание двигателя после завершения проектирования и до начала его серийного производства также проходит ряд стадий:

- изготовление опытной партии двигателей в обеспечение выполнения плана экспериментально-доводочных работ;

- проведение испытаний двигателей в подтверждение получения основных данных (с внесением необходимых конструктивных уточнений);

- проведение ряда стендовых длительных испытаний по проверке прочности и надежности двигателя;

- проведение специальных испытаний по отработке и проверке двигателя на соответствие предъявляемым техническим требованиям;

- летные испытания на летающей лаборатории и специальных высотных стендах;

- летные испытания на опытных летательных аппаратах;

- проведение Государственных испытаний и внедрение в серийное производство.

В целях снижения затрат труда и времени на создание двигателя, сокращения необходимого общего числа опытных двигателей (исчисляемого десятками) планы экспериментально-доводочных работ предусматривают совмещение проверочных испытаний на каждом двигателе путем параллельно-последовательного проведения перечисленных работ.

Работы над совершенствованием двигателя не прекращаются после начала его серийного производства и ведутся в направлении дальнейшего повышения надежности, улучшения технологичности и снижения трудоемкости.

1.6. АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

Проектирование современных авиационных двигателей, в силу непрерывно возрастающего уровня технических требований к ним и соответствующего усложнения конструкции, требует активного творческого участия весьма широкого круга специалистов, ведущих поиск оптимальных решений.

Оптимизация вариантов становится возможной путем детальной разработки каждого отдельно рассматриваемого варианта и требует больших затрат времени и труда при самой совершенной организации. Чрезвычайно велик объем информации и сведений, которые должны использоваться в процессе проектирования двигателя и удерживаться в памяти конструктора. Добавим к тому же, что задачи, которые возлагаются на конструкторов, с каждым годом становятся все более и более сложными и комплексными.

Проектирование двигателя в целом и его отдельных узлов можно рассматривать как совокупность газодинамических, тепловых расчетов, их воплощений в виде конкретных конструкций и расчетов последних на прочность и колебания. В этом неразрывном процессе при выполнении расчетных работ уже давно широко используют возможности ЭВМ, повышающие производительность и облегчающие труд специалистов. В настоящее время важнейшей задачей является широкая автоматизация конструкторского труда на основе специальных систем ЭВМ.

Очевидно, разработка и применение систем автоматизированного проектирования (САПР) существенно влияет на сокращение сроков проектирования, повышает качество проекта, позволяет значительно разгрузить конструкторов, сосредоточив их внимание в большей степени на творческой деятельности.

Под автоматизированным проектированием понимается проектирование с помощью специальных систем, основанных на ЭВМ, в процессе которого происходит взаимодействие человека (коллектива) с системой проектирования. Работа проектировщиков должна происходить в форме диалога, когда время обработки запроса и выдача ответа системой составляет несколько секунд; при этом им предоставляется возможность работы с графической информацией. Создание таких систем стало возможным с появлением ЭВМ третьего поколения, обладающих значительно большей скоростью обработки информации, объемом оперативной памяти, надежностью. Разработка САПР требует широких всесторонних исследований.

Созданию и развитию САПР в нашей стране и за рубежом придается очень большое значение. Отдельные вопросы подготовительного характера реализуются в решении частных задач: в автоматизированном (машинном) проектировании дисков двигателя, роторов турбин, в согласовании режимов работы двигателя и самолета, в различных графоаналитических подсистемах, в расширении применения графических автоматов, подготовке технической документации.

Развитие работ по созданию САПР начинается с разработки отдельных подсистем автоматизированного проектирования, представляющих собой частные конструкторские решения по трудоемким деталям и узлам с последующим переходом на объединение их в единую комплексную САПР, построенную по иерархическому принципу [23].

1.7. ЗАДАЧИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

Если в недалеком прошлом перед конструкторами стояла главная задача: добиться в разрабатываемой конструкции высоких выходных показателей, обеспечивающих приоритетность двигателя, а экономические показатели, относящиеся к его созданию и эксплуатации, были как бы на втором плане, то теперь обе задачи слиты воедино и должны решаться одновременно.

Перед конструкторами, перед новым их поколением, поставлены задачи дальнейшего повышения основных показателей и качества авиационных двигателей, создания их новых образцов и поколений, опережающего развития двигателестроения и вместе с этим всемерного сокращения трудозатрат в процессе проектирования, испытаний и доводки двигателей. С этой целью в работах по повышению эффективности двигателестроения необходимо использовать достижения науки, положительные результаты исследований, проводящихся в отрасли по общим комплексным планам перспективной отработки узлов, установить более тесные связи с академическими, отраслевыми институтами и вузами. В конечном счете это взаимодействие должно быть выражено в конструкторской документации, являющейся непосредственным конкретным руководством к действию.

Наиболее вероятными техническими направлениями развития можно ожидать:

- поиск и применение новых принципиальных схем двигателей;
- разработку и применение новых видов топлива;
- совершенствование применяемых материалов и покрытий, более широкое использование порошковой металлургии и композитных материалов;
- применение только высокопроизводительных технологических процессов, исключающих ручной труд и сокращающих механическую обработку;
- широкое использование бортовых вычислительных машин для регулирования двигателя и диагностики его состояния;
- применение САПР на всех стадиях проектирования, производства, испытаний, эксплуатации и др.

Процесс создания современного двигателя с перспективными данными в среднем превышает по времени процесс создания планера самолета примерно в два и более раз. Так, по зарубежным данным, на создание нового двигателя для истребителя требуется до 12...14 лет.

Следовательно, наряду с всемерным изысканием путей сокращения процесса создания двигателя его необходимо начинать с заметным опережением по сравнению с началом разработки самолета.

Практически это означает проведение направленного, четко организованного научно-технического задела по конструированию определяющих прогресс узлов и деталей и их экспериментально-исследовательскую отработку до начала создания конкретного двигателя.

Резко возрос парк эксплуатирующихся двигателей. Вместе с этим возросли затраты на их эксплуатацию и ремонт. Возросли средства, необходимые для создания и отработки более сложных и трудоемких двигателей. Все эти факторы в совокупности привели к росту экономических затрат на создание новых двигателей и на их эксплуатацию, что требует комплексного подхода при поиске путей их сокращения.

Задачи, стоящие перед отечественным двигателестроением, непосредственно определяют требования к подготовке высококвалифицированных кадров авиационных инженеров-конструкторов и других специалистов, хорошо понимающих задачи и овладевших знаниями для их решения.

ГЛАВА 2

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ КОМПОНОВКИ ГТД

Решение вопросов компоновки ГТД предшествует конструктивной разработке его отдельных основных узлов.

К числу таких вопросов относятся:

— выбор конструктивной схемы двигателя, являющейся основой реализации выбранной газодинамической схемы двигателя с соблюдением условий прочности, виброустойчивости, надежности и удобства эксплуатации;

— определение силовой схемы двигателя, дополняющей конструктивную схему. В частности, уточнение способов передачи усилий от роторов к корпусу двигателя, условия сочленения его основных узлов;

— выбор схемы крепления двигателя к самолету, определение усилий, действующих в узлах крепления;

— удовлетворение общих требований к двигателю с точки зрения возможности эксплуатации его по техническому состоянию;

— реализация условий модульности конструкции двигателя и др.

Все эти вопросы в значительной степени взаимосвязаны, и каждый из них должен учитываться при проектировании.

Рассматривая общие вопросы проектирования двигателей, необходимо обратить внимание на особенности современной методологии разработки вновь создаваемого двигателя, основанной на рациональном сочетании организационных и технических принципов. Основная задача этой методологии — обеспечить минимальную стоимость «жизненного цикла» вновь разрабатываемого или модифицируемого двигателя. Под «жизненным циклом» имеется в виду календарный период времени, включающий этапы создания, производства необходимого количества двигателей и их эксплуатации. Так, структура «жизненного цикла», принятая в зарубежной практике, предопределяет ряд этапов. На этапе научных исследований разрабатываются новые идеи в области схем и конструкций двигателей, применяемых материалов и технологических процессов, а также средств измерений. Производится поиск оптимального соотношения между затратами на разработку, доводку, изготовление двигателей и затратами на обе-

спечение их эксплуатации. В этой работе принимают участие несколько двигателестроительных фирм.

На следующем этапе объявляется конкурс между двумя фирмами на создание конструкции перспективного демонстрационного двигателя. На предъявленном демонстрационном двигателе производится экспериментальное определение его характеристик, возможности получения прогнозируемого уровня удельных параметров и других показателей, определяющих качество нового двигателя, оценивается целесообразность дальнейших работ по его созданию.

По результатам конкурса создается двигатель-прототип в соответствии с конкретными требованиями на перспективный двигатель. При разработке демонстрационных и перспективных двигателей используется опыт предшествующих разработок, опыт эксплуатации. Используются решения, прошедшие проверку на надежность и большой ресурс. Опытный двигатель — прототип будущего серийного двигателя — проходит всестороннюю проверку и доводочные работы на основании стендовых и летных испытаний.

На этапе производства продолжают ускоренные испытания серийных двигателей и их периодическая проверка на соответствие тактико-техническим требованиям.

При создании ГТД наиболее серьезные проблемы возникают при эксплуатации газогенератора, который работает при высоких температурах и давлениях рабочего процесса. Данные процесса определяют проблемы в разработке конструкции двигателя, сроки и стоимость его создания, а также срок службы ГТД. Вследствие этого одним из наиболее важных этапов создания новых двигателей является своевременная разработка перспективного газогенератора, что позволяет создать опережающий научно-технический задел.

На базе перспективных газогенераторов возможно создание различных двигателей с применением моделирования газогенератора по размерам.

Таким образом, использование опыта предшествующих работ по двигателям и опережающего научно-технического задела, полученного при разработке перспективных газогенераторов и двигателей-демонстраторов, позволяет существенно повысить уровень технического совершенства новых ГТД и сократить сроки их создания.

2.1. КОНСТРУКТИВНО-СХЕМНОЕ РЕШЕНИЕ

Под конструктивно-схемным решением понимается схема двигателя, в которой определены количество и тип роторов, количество и расположение опор, тип статоров вентилятора и компрессора, соплового аппарата, турбины, тип камеры сгорания, форсажной камеры и реактивного сопла, тип камеры смешения ТРДД (если предусматривается смешение потоков), основные

элементы трансмиссии двигателя и привод к узлу установки агрегатов и др.

Определяется конструктивно-схемное решение исходя из принятой газодинамической схемы, т.е. в зависимости от суммарной степени повышения давления, распределения его между вентилятором и компрессором, числа ступеней компрессора и турбины. Принятое конструктивно-схемное решение должно отвечать следующим основным требованиям:

- обеспечить соответственно основному назначению двигателя и его параметрам минимальные размеры и массу двигателя при полном удовлетворении норм прочности и надежности конструкции;

- обеспечить возможность достижения минимального уровня вибраций двигателя, отвечающего действующим нормам.

Решение этих задач начинается с определения числа, расположением и типа опор роторов. Следует иметь в виду, что:

- в многовальном конструктиве двигателя (двухвальной, трехвальной) желательно иметь опоры каждого ротора непосредственно связанными через подшипники с корпусом двигателя. Рекомендуется это с целью избежания взаимного влияния роторов и соответствующего увеличения количества режимов, на которых возможно возникновение повышенных вибраций;

- нежелательно применение упруго-демпферных устройств в опорах двигателей, предназначенных для пилотажных самолетов, из-за высоких перегрузок при пилотировании. При эволюциях самолета наличие упруго-демпферных опор приводит к значительному смещению роторов с центральной оси, что вызывает необходимость увеличения радиальных зазоров между ротором и корпусом. Но, как известно, увеличение радиальных зазоров приводит к снижению КПД компрессора и турбины с соответствующим ухудшением основных данных двигателя;

- желательно опоры располагать в зоне последних ступеней компрессора и первой ступени турбины. Это способствует стабильности минимальных радиальных зазоров и высоких КПД названных ступеней, улучшает условия работы турбинной опоры.

Для роторов газогенераторов, выполняемых обычно по двухопорным схемам, желательно в процессе проектирования предусмотреть повышенную их жесткость. С этой целью, в частности, производится увеличение диаметра вала или применяется оболочечная конструкция барабана, связывающего последнюю ступень компрессора с первой ступенью турбины. Для уменьшения длины вала производится укорочение камеры сгорания.

2.2. СИЛОВЫЕ СХЕМЫ ГТД

Под силовой схемой газотурбинного двигателя понимается система силовых деталей, предназначенных для восприятия нагрузок, действующих на элементы двигателя, и передачи их

результатирующей на узлы крепления двигателя к самолету. Она состоит из силовой схемы ротора и силовой схемы корпуса.

Силовая схема ротора включает в себя силовые детали роторов компрессора и турбины, узлы их соединения, приводы агрегатов, а в случае ТВД — и вращающиеся детали редуктора.

Силовая схема корпуса включает в себя корпусы компрессора, камеры сгорания, турбины, редуктора, подшипников, а в случае ТРДД с камерой смещения и общим реактивным соплом — также корпус второго контура.

На элементы силовой схемы ГТД действуют газодинамические и инерционные нагрузки. К силовой схеме предъявляются следующие основные требования:

- обеспечение прочности и жесткости системы двигателя для предотвращения возникновения недопустимых упругих деформаций и полного исключения появления остаточных деформаций;

- форма силовых деталей и их соединений должна быть такой, чтобы обеспечивалась возможно меньшая масса конструкции двигателя;

- конструкция и соединения деталей должны обеспечивать свободу температурных деформаций для избежания появления температурных напряжений.

2.2.1. Силовые схемы роторов

Силовые схемы роторов отличаются способом соединения дисков ступеней компрессора и турбины между собой, числом и расположением опор, способом соединения роторов турбины и компрессора для передачи крутящего момента и осевых сил, способом фиксации осевого положения роторов, исключающего смещение их и нарушение осевых и радиальных зазоров между элементами ротора и корпуса двигателя.

В зависимости от числа опор различают двух-, трех- и четырехопорные роторы, а в зависимости от числа роторов — одно-, двух- и трехвальные двигатели.

Двухопорные роторы применяются при относительно коротких и жестких роторах компрессора и турбины, чаще всего в системе газогенератора ТРДД.

Трехопорные роторы применяются в конструкциях многоступенчатых компрессоров и турбин одновальных ТРД, в роторах турбовентиляторов ТРДД. В трехопорном роторе вал турбины и компрессора выполняется раздельно, а затем их соединяют с помощью специального узла, обеспечивающего шарнирную связь валов. Шарнирный узел соединения валов передает крутящий момент турбины, удерживает ротор турбины в осевом направлении и благодаря шарнирности разгружает валы от дополнительного изгиба в случае деформации корпуса. Шарнирность в узле превращает трехопорную систему в статически определимую. Радиально-упорный подшипник трехопорного ротора обычно распо-

лагают позади ротора компрессора, так как изменение осевых зазоров в этом случае меньше, чем при расположении его на передней цапфе ротора компрессора.

Четырехопорные роторы применяют в многоступенчатой турбине. В этом случае ротор компрессора и турбины устанавливают на двух опорах каждый. Соединение валов, для исключения дополнительного их изгиба, должно иметь два шарнира. Практически оно осуществляется с помощью двухстороннего шлицевого валика и осевого стяжного болта. Осевое положение роторов удерживается общим радиально-упорным подшипником. Соединение, как обычно, передает на вал компрессора крутящий момент и осевое усилие ротора турбины.

Конструктивные решения соединений роторов компрессора и турбины, обеспечивающие передачу крутящего момента, осевых усилий и необходимую свободу для создания шарнирности соединения, представлены в гл. 4.

2.2.2. Силовые схемы корпусов

Силовые схемы корпусов отличаются способом выполнения силовой связи между корпусами турбины и компрессора. В качестве элементов силовой связи используют наружный и внутренний корпуса камеры сгорания, которые связываются между собой в радиальных направлениях, спереди — лопатками спрямляющего аппарата последней ступени компрессора или специальными стойками, сзади — стержнями, шпильками, стойками, расположенными в промежутках между жаровыми трубами трубчато-кольцевых камер сгорания или внутри пустотелых лопаток соплового аппарата турбины. В этом случае стержневые элементы должны достаточно надежно охлаждаться холодным воздухом. Сами лопатки сопловых аппаратов не должны включаться в силовую систему камеры ввиду их высокой температуры и больших температурных деформаций.

Радиальные связи передают на внешний корпус и к точкам крепления двигателя поперечные усилия от опор роторов и инерционные силы внутреннего корпуса. В зависимости от использования тех или иных силовых элементов различают четыре разновидности силовых корпусов камер сгорания.

Корпус двигателя с наружным и внутренним корпусами камеры сгорания, связанными между собой в зоне соплового аппарата турбины и в передней части за компрессором (рис. 2.1, а). Эта система применяется в ТРД при расположении турбинного подшипника перед первой ступенью турбины. Благодаря радиальным связям наружного и внутреннего корпусов силовая система получается жесткой и легкой конструкции.

Осевое усилие от ротора передается на внешний корпус аппарата через силовые лопатки спрямляющего аппарата 1. Осевые и наружные составляющие газодинамических сил, возникающие на

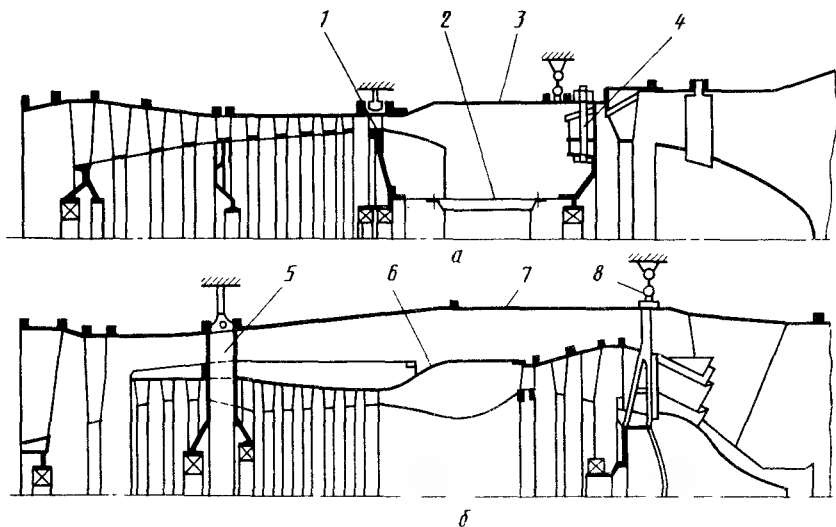


Рис. 2.1. Силовые схемы:

a — ТРД; *б* — ТРДД; 1 — силовые лопатки спрямляющего аппарата; 2 — корпус вала турбины; 3, 6 — наружные корпуса камер сгорания; 4 — силовой стержень; 5 — промежуточный корпус; 7 — внешняя оболочка; 8 — узел крепления

лопатках соплового аппарата первой ступени турбины, распределяются между наружным 3 и внутренним 2 корпусами примерно поровну, а осевые и окружные усилия сопловых аппаратов всех остальных ступеней целиком воспринимаются наружным корпусом.

В связи с тем, что в данном случае схема силового корпуса замкнутая, необходимо уделять внимание тепловому расширению деталей, входящих во внешние и внутренние связи. Рассмотренная схема силового корпуса позволяет наиболее полно использовать несущую способность как наружного корпуса камеры сгорания, так и корпуса вала турбины.

Силовой корпус ТРДД (рис. 2.1, *б*) включает все основные силовые элементы рассмотренной схемы ТРД и, кроме того, имеет промежуточный (переходный) корпус компрессора 5, являющийся основным силовым элементом ТРДД, а также внешнюю оболочку 7 наружного корпуса. Спереди к корпусу 5 крепится корпус компрессора низкого давления и вентилятора, сзади — внешняя оболочка 7 и силовой корпус 6 турбокомпрессора. Силовая связь последнего осуществляется расположением на нем заднего узла крепления двигателя 8.

Конструктивные решения элементов корпусов компрессора и турбины, а также входящих в них корпусов опор приведены в гл. 3 и 4.

Корпус двигателя с наружным и внутренним корпусами камеры сгорания, не связанными между собой в зоне соплового аппарата первой ступени турбины (рис. 2.2, *а*). Такую схему имеют корпуса двигателей с кольцевой камерой сгорания, в которых трудно

обеспечить работоспособность элементов силовой связи при расположении их перед турбиной. Внешние нагрузки распределяются между наружным и внутренним корпусами камеры сгорания следующим образом.

Осевые и окружные составляющие газодинамических сил, возникающих как на сопловых лопатках первой ступени турбины, так и всех остальных ступеней, распределяются между наружным и внутренним корпусами так же, как это было показано в предыдущем подразделе. В случае расположения турбинного подшипника перед рабочим колесом первой ступени усилия, действующие на турбинную опору со стороны ротора, изгибают внутреннюю оболочку как консольную балку. В случае расположения турбинной опоры за рабочим колесом первой ступени все нагрузки передаются на наружную оболочку.

Силовая схема с несущим только внешним корпусом камеры сгорания (рис. 2.2, *б*). Эта схема применяется в газогенераторах при коротком и жестком двухпорном роторе, при высокой температуре перед турбиной и коротких лопатках соплового аппарата турбины и последней ступени компрессора. Отмеченные особенности не позволяют осуществить силовые радиальные связи между корпусами камеры. Внутренний корпус имеет связи с внешним только в передней части. Эти связи передают на внешний корпус инерционные и газодинамические силы лишь внутреннего корпуса.

Опоры ротора перед первой ступенью турбины и за компрессором в этой схеме отсутствуют. Таким образом, все нагрузки от турбин воспринимает наружный корпус камеры сгорания, имеющий большую жесткость благодаря большому диаметру. Эта схема, благодаря ее простоте, применяется в короткороторных подъемных двигателях, а также в тех случаях, когда стремятся увеличить объем камеры сгорания.

Силовая схема без наружного корпуса камеры сгорания (рис. 2.2, *в*). Эта схема применялась на двигателях с трубчатыми

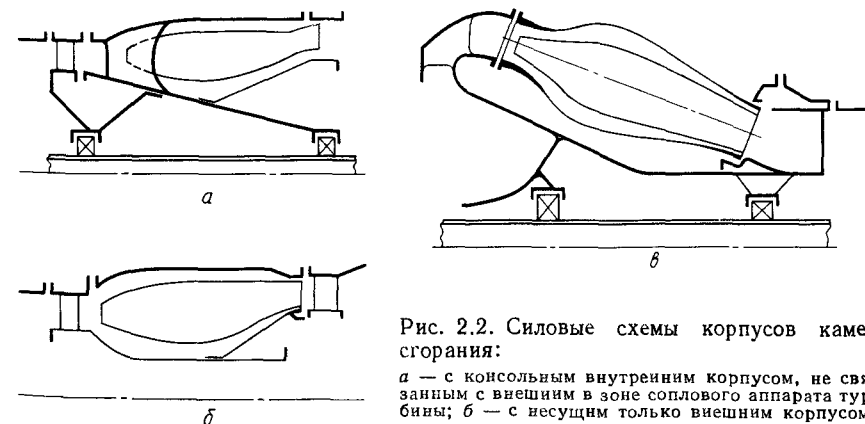


Рис. 2.2. Силовые схемы корпусов камер сгорания:

a — с консольным внутренним корпусом, не связанным с внешним в зоне соплового аппарата турбины; *б* — с несущим только внешним корпусом; *в* — для двигателя с индивидуальными камерами сгорания, при отсутствии внешнего корпуса

индивидуальными камерами сгорания, в конструкциях с центробежным компрессором.

Силовую связь корпуса турбины с корпусом компрессора в этом случае осуществляют с помощью внутреннего корпуса камеры сгорания и корпуса вала турбины. Эту связь называют внутренней по отношению к проточной части двигателя. Все нагрузки, действующие на корпуса турбины и выходного устройства, воспринимаются внутренней силовой связью и передаются на задний корпус компрессора.

Недостаток схемы состоит в том, что необходимую изгибную жесткость корпуса вала турбины, имеющего относительно небольшой диаметр, получают за счет утолщения стенок корпуса и, следовательно, за счет увеличения массы.

2.3. КРЕПЛЕНИЕ ДВИГАТЕЛЯ НА САМОЛЕТЕ

Крепление двигателя на самолете, а также подвеска его при транспортировке производится посредством специальных узлов, устанавливаемых на силовом корпусе двигателя.

В общем случае узлы крепления ГТД передают самолету следующие нагрузки:

- тягу;
- силы инерции масс двигателя, возникающие при эволюции самолета;
- гироскопический момент от ротора двигателя, определяемый угловыми скоростями ротора ω и эволюцией самолета Ω ;
- силы инерции и момент, возникающий от неуравновешенности ротора двигателя, отбалансированного с определенной степенью точности.

На узлы крепления ТВД к летательному аппарату действует также реактивный момент от винта, направленный в сторону, противоположную его вращению. При наличии на двигателе двух винтов, вращающихся в противоположные стороны, реактивный момент равен разности моментов винтов. При определении сил инерции и моментов от них, гироскопического момента от ротора двигателя в данном случае необходимо учитывать наличие редуктора и винтов.

На рис. 2.3 представлена схема одного из вариантов крепления двигателя. К конструкции и расположению на двигателе узлов крепления, кроме удобства замены ГТД и технического его обслуживания на самолете, предъявляются следующие основные требования:

- точки подвески должны быть расположены на двигателе так, чтобы обеспечивалось крепление двигателя в направлении всех шести степеней свободы: в осевом, вертикальном и боковом направлениях и вокруг продольной вертикальной и горизонтальной осей. При этом система подвески должна быть статически определима, т. е. не допускается двойного крепления в направле-

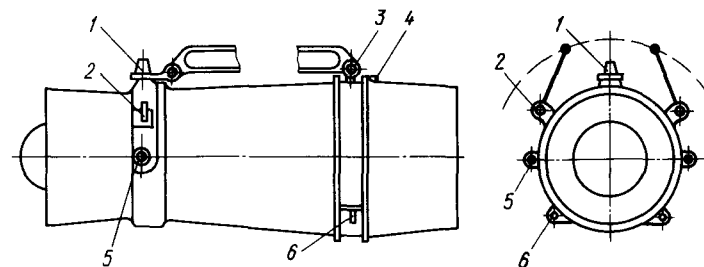


Рис. 2.3. Схема крепления двигателя к самолету:

1 — стержень продольного и поперечного крепления; 2 — кронштейн главной передней подвески; 3 — качалка задней подвески; 4 — задняя такелажная подвеска; 5 — передние транспортировочные и такелажные кронштейны; 6 — задние транспортировочные кронштейны

нии и вокруг названных осей. Благодаря этому изолируется корпусная система двигателя от деформации самолетной конструкции и предупреждается возникновение в узлах подвески больших нерасчетных нагрузок;

— точки крепления двигателя при всех условиях полета и режимах работы не должны препятствовать термическим деформациям корпуса двигателя;

— основные точки подвески должны быть расположены на силовых корпусах компрессоров в плоскости, близкой к центру массы двигателя. Как правило, такими плоскостями являются плоскости внутренних силовых связей опор роторов компрессоров;

— дополнительные точки подвесок должны быть расположены на корпусе турбин, также в плоскости внутренних связей опор турбин;

— форсажная камера имеет свою дополнительную точку подвески в плоскости корпуса управляемого реактивного сопла. Для того чтобы обеспечивалась статическая определимость подвески, форсажная камера должна быть присоединена к корпусу турбины с помощью шарнирного соединения (гл. 9 и 10);

— в случае легких тонкостенных конструкций корпусов, для избежания их больших местных радиальных деформаций и задевания лопаток за корпус, не допускаются в точках подвески большие радиальные усилия;

— для проведения такелажных, монтажных и транспортировочных работ на двигателе должны быть дополнительные точки подвески и поддержки, удовлетворяющие требованиям для основных точек подвески. При выполнении монтажных работ на самолете подвеска и поддержка двигателя в произвольных точках не допускается.

2.4. ОБЕСПЕЧЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПО ТЕХНИЧЕСКОМУ СОСТОЯНИЮ

Условием полного использования ресурса двигателя, т. е. продолжительности наработки, в пределах которой обеспечивается надежность и безаварийность его эксплуатации, является эксплуатация по техническому

состоянию. Основой этой системы эксплуатации является периодический контроль за состоянием деталей и узлов, учет наработки на тяжелых режимах работы и числа переходных режимов (приемистостей и сбросов газа), т. е. систематическая диагностика пригодности двигателя к дальнейшей его эксплуатации. Обязательным условием реализации этой системы является наличие в конструкции двигателя элементов, обеспечивающих возможность контроля и учета наработки. К контролируемым параметрам относятся:

- частота вращения роторов;
- температура газа в зоне турбины;
- отношение давления газа за турбиной к давлению на входе в двигатель как фактор, характеризующий стабильность тяговых характеристик;
- расход топлива;
- уровень виброперегрузок;
- по маслосистеме двигателя — контроль за уровнем давления масла, сигнализация наличия стружки в масле, периодический отбор проб масла для проведения спектрального анализа.

Кроме того, через специальные лючки обеспечивается возможность проведения визуального осмотра лопаток компрессора и турбины, а также элементов «горячей части» двигателя. Обеспечивается возможность применения специальных приборов для инструментального контроля за появлением и развитием трещин и др. Контролируемые параметры, а также динамика их изменения позволяют прогнозировать надежность дальнейшей эксплуатации.

Эксплуатации двигателя по техническому состоянию предшествуют испытания, имеющие целью определение и подтверждение долговечности его основных, наиболее нагруженных деталей, непосредственно определяющих безопасность полета.

Результаты проведенных испытаний позволяют установить предельные значения наработки в эксплуатации в часах или количестве циклов нагружений для основных узлов двигателя, а также установить целесообразную периодичность контроля технического состояния.

2.5. МОДУЛЬНОСТЬ КОНСТРУКЦИЙ

Модульная конструкция позволяет наиболее полно использовать возможности эксплуатации по техническому состоянию. Двигатель такой конструкции состоит из отдельных модулей (блоков), которые при необходимости можно заменить. Разъемы, которыми пользуются при замене модулей, обеспечивают соосность статора, а сами модули обеспечивают посадки и уровень балансировки в пределах норм технических условий. Модульная конструкция должна удовлетворять ряду условий и требований, в частности:

- деление двигателя на модули должно производиться с учетом прогнозируемой повреждаемости, безотказности и долговечности элементов конструкции;
- модулями могут быть как отдельные функциональные узлы двигателя (вентилятор, компрессор, камера сгорания, турбины и др.), так и основные сборочные единицы этих узлов (ротор компрессора или турбины, статоры этих узлов и т. д.);
- модулям должны устанавливаться ресурсы;
- замена модулей на двигателе должна производиться, как правило, без разборки самих модулей;
- постановка на двигатель нового или отремонтированного модуля не должна снижать эксплуатационных характеристик двигателя;
- подшипники опор роторов двигателя при замене модулей должны сохранять свою комплектность, т. е. элементы подшипников следует включать в состав одного модуля.

На рис. 2.4 в качестве примера показано деление на модули газотурбинного двигателя, разработанного совместно английской фирмой «Роллс-Ройс» и французской SNECMA. Двигатель состоит из двенадцати модулей. Разборка двигателя может производиться с любого конца в зависимости от необходимости, опре-

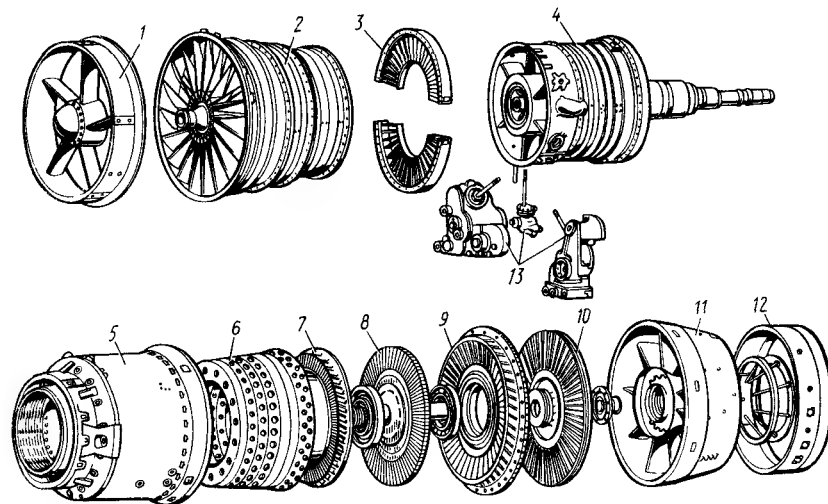


Рис. 2.4. Пример деления двигателя на модули:

1 — входной корпус; 2 — компрессор низкого давления; 3 — выходной направляющий аппарат; 4 — промежуточный корпус и компрессор высокого давления в сборе; 5 — общий корпус камеры сгорания и газовых турбин; 6 — жаровая труба; 7, 8 — сопловой аппарат и рабочее колесо турбины высокого давления; 9, 10 — сопловой аппарат и рабочее колесо турбины низкого давления; 11 — диффузор форсажной камеры; 12 — фронтное устройство; 13 — агрегаты

деляемой бороскопическим осмотром наиболее напряженных деталей и узлов конструкции. Замена почти всех узлов обвязки двигателя не требует его съема с самолета. Для замены двигателя на самолете требуется около двух часов, для замены отдельных модулей — несколько часов.

2.6. УСИЛИЯ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

На силовые элементы конструкций газотурбинного двигателя действуют разнообразные нагрузки в виде сил и моментов.

По своей природе основные нагрузки можно разделить на следующие группы:

- газовые нагрузки, возникающие как результат воздействия газового потока на элементы проточной части двигателя и газостатические нагрузки;
- массовые нагрузки, к которым относятся силы инерций и инерционные моменты, возникающие в деталях при вращении ротора, при эволюциях самолета, при взлете и посадке;
- температурные нагрузки, возникающие из-за неравномерного нагрева деталей, различия коэффициентов линейного расширения их материалов, при стеснении температурных деформаций.

В зависимости от направления действия нагрузки могут быть разделены на осевые, поперечные, действующие в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Аналогично моменты различного

происхождения могут действовать вокруг всех трех осей — продольной, вертикальной, горизонтальной.

Перечисленные нагрузки воспринимаются силовыми элементами корпуса и ротора, частично замыкаются и уравниваются в пределах двигателя, а частично передаются на узлы крепления двигателя к самолету.

2.6.1. Определение осевых газовых сил

Осевое усилие, возникающее на элементах конструкций двигателей, определяется как сумма статических давлений воздуха или газа на поверхности проточной части элементов и газодинамической силы, вызванной изменением количества движения воздуха или газа при прохождении его через рассматриваемый элемент конструкции. Рассмотрим определение осевых сил на примерах отдельных частей двигателя. За положительное направление сил принимается направление движения воздуха в проточной части двигателя, т. е. от входа в сторону реактивного сопла.

Входное устройство двигателя. Осевая сила, действующая на входное устройство двигателя с осевым компрессором (рис. 2.5), согласно общему определению, рассчитывается по формуле

$$P_{a\text{ вх}} = p_1 F_1 - p_2 F_2 - p_3 F_3 - G(c_{2a} - c_{1a}) + P_{a\text{ внеш}}, \quad (2.1)$$

где p_1 , p_2 — статические давления в потоке перед и за входным устройством; p_3 — статическое давление в полости за задним торцом внутреннего обтекателя; может отличаться от p_2 . Граница, разделяющая зоны давлений p_2 и p_3 , проходит по окружности расположения лабиринтного уплотнения; c_{1a} , c_{2a} — осевые скорости потока на входе и выходе входного устройства; G — масса воздуха, проходящего через входное устройство, кг/с; $F_1 = \pi R_1^2$; $F_2 = \pi (R_2^2 - R_{\text{вт}}^2)$; $F_3 = \pi R_{\text{вт}}^2$; $P_{a\text{ внеш}}$ — осевое усилие от давления воздуха на внешнюю поверхность входного устройства; определяется продувкой.

Первые три члена, входящие в формулу (2.1), представляют собой равнодействующие статических давлений, четвертый — динамическое усилие, связанное с изменением осевой скорости воздуха во входном устройстве.

Величины давления p_2 и осевой скорости c_{2a} по сравнению с p_1 и c_{1a} зависят от соотношения величин площадей F_1 и F_2 , а также наличия во входном устройстве входного направляющего аппарата компрессора.

Осевой компрессор. Первоначально определяются осевые силы, действующие на каждое рабочее колесо ротора и направляющий аппарат статора.

Осевая газодинамическая сила, возникающая на лопатках рабочего колеса, может быть подсчитана по формуле

$$P_{a\text{ л}}^{(s)} = p_1^{(s)} F_1^{(s)} - p_2^{(s)} F_2^{(s)} - G(c_{2a}^{(s)} - c_{1a}^{(s)}), \quad (2.2)$$

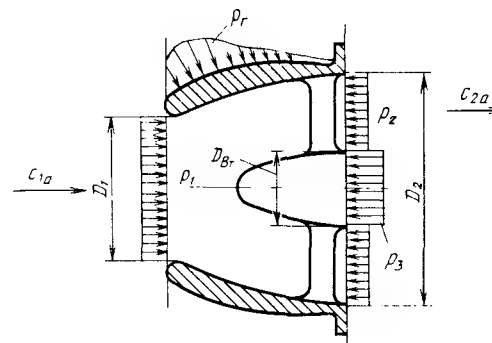


Рис. 2.5. К расчету осевых сил входного устройства

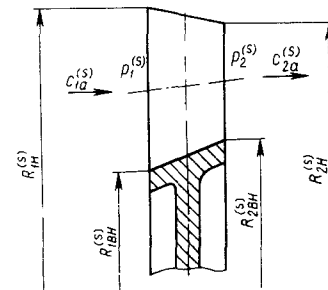


Рис. 2.6. К расчету осевой газодинамической силы лопаток компрессора и турбины

где s — верхний индекс — номер ступени; p_1 , p_2 , c_{1a} , c_{2a} — статические давления и осевые скорости на среднем радиусе проточной части перед и за рабочим колесом (рис. 2.6): $F_1 = \pi (R_{1\text{н}}^2 - R_{1\text{вн}}^2)$; $F_2 = \pi (R_{2\text{н}}^2 - R_{2\text{вн}}^2)$.

Осевая газодинамическая сила, действующая на все рабочее колесо ступени, определяется как сумма равнодействующих статических давлений на боковые поверхности рабочего колеса и осевой силы лопаток (рис. 2.7):

$$P_{a\text{ ст}}^{(s)} = P_{a\text{ л}}^{(s)} + p_{10}^{(s)} F_{1\text{н}} + p_{16}^{(s)} F_{1\text{вн}} - p_{20}^{(s)} F_{2\text{н}} - p_{26}^{(s)} F_{2\text{вн}}, \quad (2.3)$$

где p_{10} , p_{20} — статические давления, действующие на боковые поверхности колеса, равные соответствующим давлениям в корневом сечении лопаток; p_{16} , p_{26} — статические давления внутри барабана, справа и слева от колеса. Полости обычно сообщаются, поэтому указанные давления одинаковы, тем не менее разность сил все равно имеет место из-за различия величин площадей, на которые действуют давления; $F_{1\text{н}}$, $F_{1\text{вн}}$, $F_{2\text{н}}$, $F_{2\text{вн}}$ — площади открытых боковых поверхностей диска, определяемые расположением уплотнений и размерами барабана. Эти площади легко подсчитываются по ограничивающим их окружностям:

$$F_{1\text{н}} = \pi (R_{1\text{вн}}^2 - R_{1\text{у}}^2); \quad F_{1\text{вн}} = \pi (R_{16}^2 - R_0^2);$$

$$F_{2\text{н}} = \pi (R_{2\text{вн}}^2 - R_{2\text{у}}^2); \quad F_{2\text{вн}} = \pi (R_{26}^2 - R_0^2).$$

Осевое усилие, действующее на лопатки направляющего аппарата ступени, подсчитывается также по формуле (2.2), по параметрам воздуха на среднем радиусе входа и выхода лопаток.

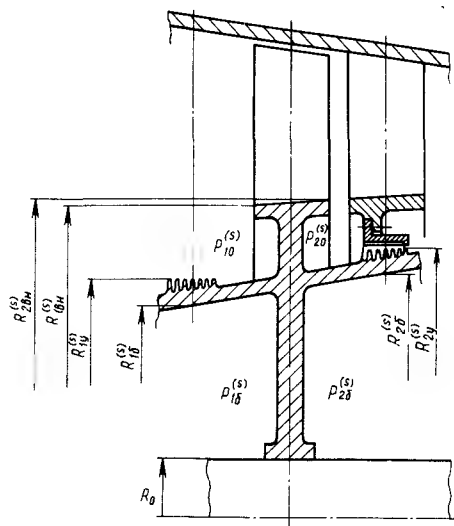


Рис. 2.7. К расчету осевой силы рабочего колеса компрессора

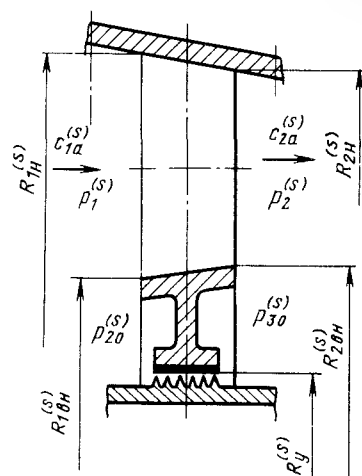


Рис. 2.8. К расчету осевой силы направляющего аппарата компрессора

Полное осевое усилие, действующее на направляющий аппарат ступени, складывается из суммы (рис. 2.8)

$$P_{на}^{(s)} = P_{ал}^{(s)} + p_{20}^{(s)} F_2 - p_{30}^{(s)} F_3, \quad (2.4)$$

где второе и третье слагаемые представляют собой силы статических давлений на боковые поверхности нелопаточной части направляющего аппарата.

Осевые силы на рабочем колесе и направляющем аппарате компрессора действуют в сторону входа. При расчете по приведенным формулам они имеют отрицательный знак и достигают сотен килоньютонов. Их определение необходимо для расчета на прочность и деформацию элементов конструкций ротора и корпуса осевого компрессора.

Осевые силы создают растяжение барабана ротора и оболочки корпуса. Усилие растяжения возрастает от первой ступени к последней, так как происходит сложение осевых сил ступеней. Наибольшее усилие растяжения создается за последней ступенью компрессора. Такое распределение сил необходимо учитывать при расчете соединений частей ротора и корпуса.

Общее осевое усилие, возникающее на роторе компрессора, равно сумме осевых сил от всех ступеней. Для уменьшения этой осевой силы за задней торцевой поверхностью ротора создается думисная полость З с низким, почти атмосферным, давлением p_a , а перед передней торцевой поверхностью ротора — думисная полость II, в которую подается воздух повышенного давления p_{II}

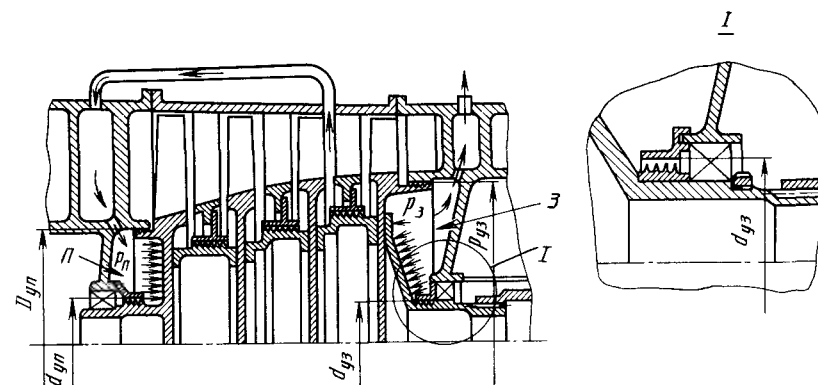


Рис. 2.9. Схема действия осевых сил на торцевые поверхности ротора компрессора

от промежуточных ступеней (рис. 2.9). В результате возникает разгружающая положительная сила как разность осевых сил, действующих на торцы ротора. Расчет этой силы производится по заданным величинам давлений и размерам площадей:

$$F_{II} = 0,25\pi (D_{yII}^2 - d_{yII}^2); \quad F_a = 0,25\pi (D_{y3}^2 - d_{y3}^2).$$

Моменты кручения от газовых сил, возникающие на лопатках рабочих колес и направляющих аппаратов, вычисляются на основе треугольников скоростей на среднем радиусе ступени перед и за соответствующими элементами (рис. 2.10).

Для рабочих колес и направляющих аппаратов расчетные формулы можно записать в виде

$$M_{кр. р. к}^{(s)} = G (R_{2cp}^{(s)} c_{2u}^{(s)} - R_{1cp}^{(s)} c_{1u}^{(s)}); \quad (2.5)$$

$$M_{кр. н. а}^{(s)} = G (R_{3cp}^{(s)} c_{3u}^{(s)} - R_{2cp}^{(s)} c_{2u}^{(s)}). \quad (2.6)$$

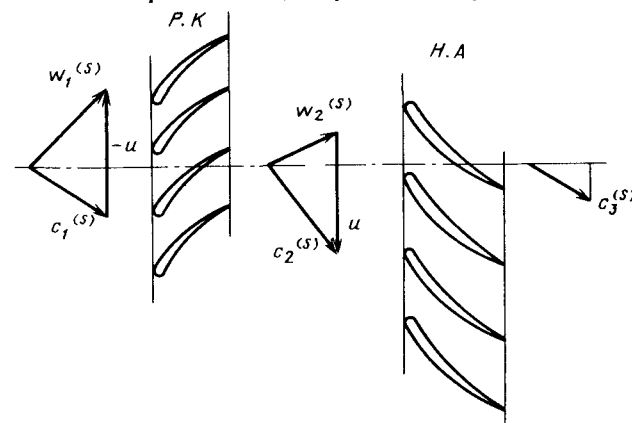


Рис. 2.10. Треугольники скоростей к расчету крутящего момента ступени компрессора

Как показывают формулы, крутящие моменты равны разности моментов количеств движения воздуха относительно оси вращения ротора.

Для рабочего колеса момент имеет положительный знак, что означает подвод энергии к воздушному потоку и увеличение кинетической энергии вращательного движения воздуха. Окружное усилие и момент на рабочем колесе от воздействия воздуха направлены против направления вращения.

Для направляющего аппарата момент получится с отрицательным знаком, что означает уменьшение кинетической энергии вращательного движения воздуха и переход ее в давление. Окружное усилие и момент, действующие на направляющий аппарат, направлены в сторону вращения рабочего колеса.

Крутящие моменты, действующие на ротор и корпус компрессора, суммируются начиная с первой ступени. Наибольшие крутящие моменты действуют за последней ступенью компрессора. Вычисление крутящих моментов для любого промежуточного сечения ротора или корпуса производится, как суммы моментов всех предыдущих ступеней. Расчет этих моментов необходим для оценки прочности элементов конструкций ротора и корпуса.

Центробежное колесо. В ряде конструкций ГТД находит применение центробежный компрессор; целесообразно применение его в качестве последней ступени компрессора газогенератора ТРДД с высокими значениями двухконтурности и степени повышения давления. В связи с этим рассмотрим методику определения осевой силы, действующей на рабочее колесо такой ступени.

В качестве примера рассмотрим конструкцию с полуоткрытым рабочим колесом, с лабиринтным уплотнением на задней стороне диска (рис. 2.11).

Осевое усилие, действующее на рабочее колесо ступени, определяется из формулы

$$P_a = P_{ал} - P_{1д} - P_y - P_{2д}, \quad (2.7)$$

где $P_{ал}$ — осевое усилие, действующее на передний торец рабочего колеса; $P_{1д}$ — осевое усилие, действующее на внешнем участке заднего торца и равное $0,25p_2(D_2^2 - d_2^2)\pi$; P_y — осевое усилие, действующее на участке уплотнения $d_2 - d_1$; $P_{2д}$ — осевое усилие, действующее на внутреннем участке $d_1 - d_y$ и равное $0,25p_1'(d_1^2 - d_y^2)\pi$.

Усилие $P_{ал}$, возникающее от статического давления потока слева, на участке $D_2 - D_1$ определяется исходя из приближенной квадратичной оценки изменения давления по радиусу:

$$p = p_2 \left(\frac{r}{R_2} \right)^2.$$

Усилие, соответствующее этому распределению давления, можно определить по формуле

$$P_{ал}' = \frac{2\pi p_2}{R_2^2} \int_{R_1}^{R_2} r^3 dr = \frac{\pi}{8} p_2 \left[D_2^2 - D_1^2 \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]. \quad (2.8)$$

Общее усилие на передний торец рабочего колеса равно

$$P_{ал} = P_{ал}' + 0,25\pi p_1 (D_1^2 - d_0^2) + Gc_{1a}. \quad (2.9)$$

Величина усилия в уплотнении P_y определяется из условия изменения давления на участке $d_1 - d_2$ по линейному закону от p_2 до p_1' . Взяв среднее значение, величину силы можно подсчитать по формуле

$$P_y = \frac{1}{2} (p_2 + p_1') \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2). \quad (2.10)$$

Общее осевое усилие центробежного колеса можно предопределять при проектировании, выбирая необходимое расположение лабиринтного уплотнения, т. е. размеры d_1 и d_2 и давление p_1' .

Газовая турбина. Осевое усилие, действующее на рабочее колесо турбины и сопловой аппарат, определяется так же, как и для компрессора. Для определения осевого усилия на лопатках может быть использована формула (2.2), в которую подставляются параметры газа и размеры, присущие турбине.

Полное осевое усилие на рабочем колесе зависит от расположения на его боковых поверхностях уплотнений и статических давлений на образованных ими кольцевых площадях. Например, для рабочего колеса, изображенного на

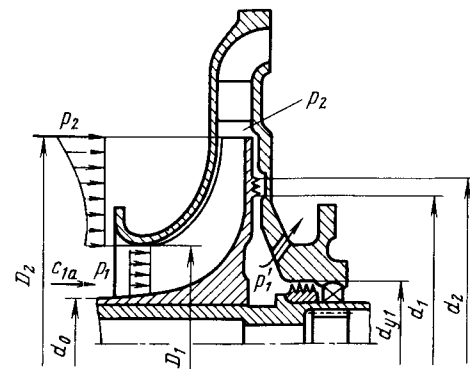


Рис. 2.11. К расчету осевых сил колеса центробежного компрессора

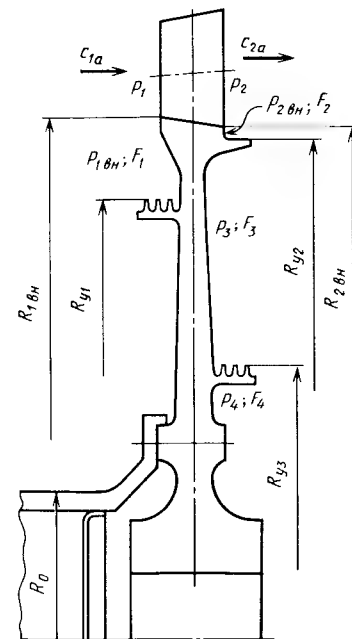


Рис. 2.12. К расчету осевой силы бокового колеса турбины

рис. 2.12, осевое усилие представляется следующей суммой:

$$P_{ат} = P_{ал} + p_1 F_1 + p_0 F_0 - p_2 F_2 - p_3 F_3 - p_4 F_4. \quad (2.11)$$

Кольцевые площади F определяются расположением уплотнений и размерами рабочего колеса, давления p_0, p_3, p_4 — проходами для воздуха, связывающими боковые полости диска с определенными зонами давления компрессора, камеры сгорания или проточной части турбины.

Осевая сила диска турбины положительна, т. е. направлена в сторону сопла. Вал турбины всегда связан с валом компрессора специальным осевым соединением. Благодаря этому осевая сила компрессора в значительной степени уравнивается осевой силой турбины. Небольшая разность этих сил воспринимается осевым подшипником ротора. Для того чтобы эта разность не превышала допустимую силу для упорного шарикоподшипника, давления на боковые поверхности диска турбины и ротора компрессора, а также расположение уплотнений на дисках подбираются необходимой величины и месторасположения. На практике эта сила уточняется экспериментально.

Если ротор турбины состоит из нескольких дисков, то подсчет осевой силы такого ротора производится тем же методом, который был рассмотрен для компрессора.

Крутящие моменты, возникающие на рабочем колесе турбины и ее сопловом аппарате, подсчитываются по формулам (2.5) и (2.6). Момент, возникающий на рабочем колесе, действует в сторону вращения, а момент на сопловом аппарате — в противоположную. Моменты роторов и корпусов турбины и компрессора соответственно равны и полностью взаимно уравновешены. Момент ротора турбины нагружает вал ротора, соединительные муфты и все элементы крепления роторных частей. Момент соплового аппарата нагружает корпусные детали — внешние корпуса турбины, камеры сгорания, компрессора, в том числе все соединительные элементы конструкций корпуса.

Камера сгорания. Осевая газодинамическая сила, действующая на весь узел камеры сгорания в целом, может быть рассчитана по формуле

$$P_{а.с} = p_1 F_1 - p_2 F_2 - G(c_{2a} - c_{1a}), \quad (2.12)$$

где F_1, F_2 — площади, подсчитываемые по соответствующим размерам, показанным на рис. 2.13 (сечение $I—I, II—II$); p_1, p_2, c_{1a}, c_{2a} — статические давления и осевые скорости газа на входе и выходе камеры.

Осевая сила камеры сгорания действует в сторону компрессора и достигает величин, превышающих величину тяги двигателя. Более подробный расчет сил и элементов камеры сгорания на прочность рассматривается в гл. 8.

Реактивное сопло. За турбиной в реактивном сопле в большинстве случаев устанавливается центральное тело, связанное с внеш-

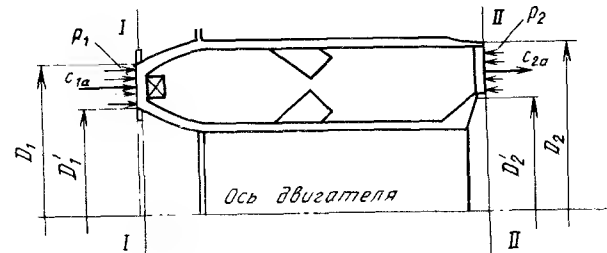


Рис. 2.13. К расчету осевой силы камеры сгорания

ней оболочкой сопла стойками или стержнями (рис. 2.14). Диаметр D_1 центрального тела в сечении $I—I$ равен диаметру окружности корневых сечений лопаток колеса турбины. Если между колесом турбины и центральным телом на диаметре D_1 расположено уплотнение, а внутрь конуса центрального тела подается некоторое разгрузочное давление p'_1 , то осевое усилие реактивного сопла подсчитывается по формуле

$$P_{р.с} = p_1 F_1 + p'_1 F'_1 - p_2 F_{р.с} - p_H F_2 - G(c_2 - c_1), \quad (2.13)$$

где F_1, F'_1 — площади проточной части сопла и торцевой поверхности конуса, определяемые диаметрами D_1 и D_2 ; $F_{р.с}$ — площадь выходного отверстия сопла; p_1, p_2 — статическое давление в реактивной струе в сечении $I—I$ и на срезе сопла — в сечении $II—II$; p_H — атмосферное давление; $F_2 = 0,25\pi (D_1^2 - D_{р.с}^2)$ — внешняя кольцевая площадь сопла.

При полном расширении реактивной струи $p_2 = p_H$. Если кольцевое уплотнение на окружности D_1 отсутствует, то $p'_1 = p_1$.

Осевая сила реактивного сопла обычно направлена в сторону движения газа за счет более высоких статических давлений в сечении $I—I$.

Алгебраическая сумма осевых газодинамических и газостатических сил, приложенных к узлам и деталям двигателя, численно равна тяге, развиваемой двигателем. На рис. 2.15 показано примерное соотношение величин осевых сил, действующих на отдельные узлы двигателя [31]. За 100% принята тяга двигателя. Следует отметить, что осевая сила, действующая на

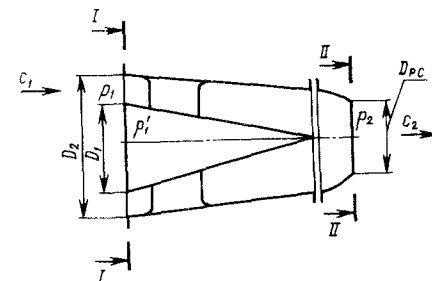


Рис. 2.14. К расчету осевой силы реактивного сопла

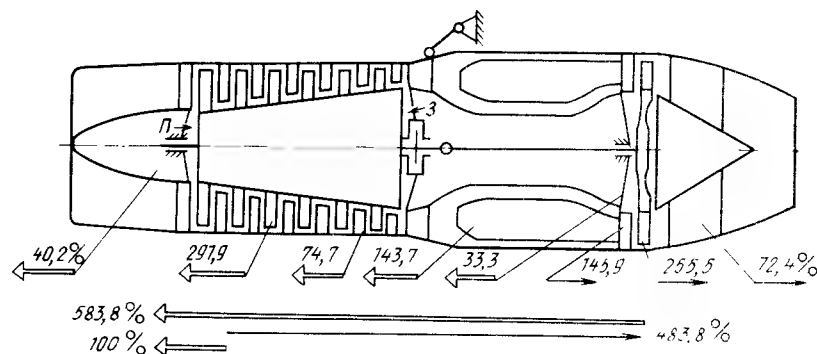


Рис. 2.15. Соотношение величин осевых сил, действующих на отдельные узлы двигателя

ротор компрессора, почти в три раза превышает тягу двигателя. Усилие на диске турбины направлено в сторону сопла и более чем в два с половиной раза превышает тягу. Осевые силы, действующие на элементы камеры сгорания и сопловые аппараты турбины, превышают тягу в полтора раза.

Рассмотренный пример распределения осевых сил показывает, что детали ГТД находятся под воздействием больших внутренних газодинамических сил. В процессе проектирования двигателя необходимо весьма тщательно определять эти силы для оценки прочности и надежности конструкции его деталей и достижения минимальной массы двигателя.

2.6.2. Инерционные силы и моменты, действующие на элементы ГТД

Инерционные силы. При выполнении самолетом эволюций в полете, а также при взлете и посадке возникают инерционные перегрузки, действующие на все элементы двигателя. В каждом конкретном случае максимальные силы инерции, вызывающие перегрузку узла, детали или двигателя в целом, определяются равенством

$$P_j = Mgn_{\max}^{(s)}, \quad (2.14)$$

где M — масса узла, детали или двигателя в целом, в кг; $n_{\max}^{(s)}$ — коэффициент максимальной эксплуатационной перегрузки.

Приведем некоторые значения эксплуатационных перегрузок для самолетов различного назначения, задаваемых нормами прочности.

Максимальные перегрузки в вертикальной плоскости:

для маневренных самолетов $n_{y\max}^{(s)} = 8 \dots 9$,

для ограниченно маневренных самолетов $n_{y\max}^{(s)} = 4 \dots 6$,

для неманевренных самолетов $n_{y\max}^{(s)} = 2 \dots 3$.

При выполнении самолетом различных фигур перегрузки имеют следующие значения:

вираж, спираль, разворот: $n_y^{(s)} = 3 \dots 5$,

штопор: $n_{\max}^{(s)} = 2 \dots 3$,

бочка: $n_{\max}^{(s)} = 4 \dots 5$.

Сила инерции направлена по радиусу кривизны траектории, описываемой самолетом при эволюции.

Гироскопические моменты. При выполнении самолетом эволюцией на вращающийся ротор двигателя кроме сил инерции, вызывающих перегрузку, действует гироскопический момент. Величина этого момента находится из формулы

$$M_r = J_p \omega \Omega \sin \theta, \quad (2.15)$$

где J_p — массовый полярный момент инерции ротора относительно оси его вращения; ω — угловая скорость ротора; Ω — угловая скорость самолета при эволюции; θ — угол между векторами угловых скоростей ω и Ω .

Обычно рассматривается максимальное значение гироскопического момента, поэтому угол θ принимается равным $\pi/2$, т. е. $\sin \theta = 1$. Угловая скорость $\Omega = V/r$, где V — скорость полета самолета, а r — радиус кривизны траектории полета, например радиус виража или траектории при выходе из пикирования. Чем больше скорость или меньше радиус траектории, тем больше Ω . Максимально возможная величина Ω связана с величиной предельно допустимой перегрузки полета, которая определяется формулой (2.14). С другой стороны, при полете по криволинейной траектории радиуса r со скоростью V на самолет действует сила инерции, определяемая формулой

$$P_j = M_{\text{сам}} \frac{V^2}{r} = M_{\text{сам}} V \Omega, \quad (2.16)$$

где $M_{\text{сам}}$ — масса самолета.

Приравняв правые части формул (2.16) и (2.14), получим предельно допустимое значение угловой скорости эволюции при заданной скорости полета:

$$\Omega_{\max} = \frac{n_{\max}^{(s)} g}{V}. \quad (2.17)$$

Затем по формуле (2.15) определяется наибольший гироскопический момент. Гироскопический момент всегда направлен так, что стремится совместить направление вектора угловой скорости ротора ω с направлением вектора угловой скорости эволюции самолета Ω . Действие гироскопического момента для различных видов эволюций иллюстрируется рис. 2.16.

Гироскопические моменты возникают на каждом диске ротора, создают изгиб ротора, нагружают элементы его конструкций

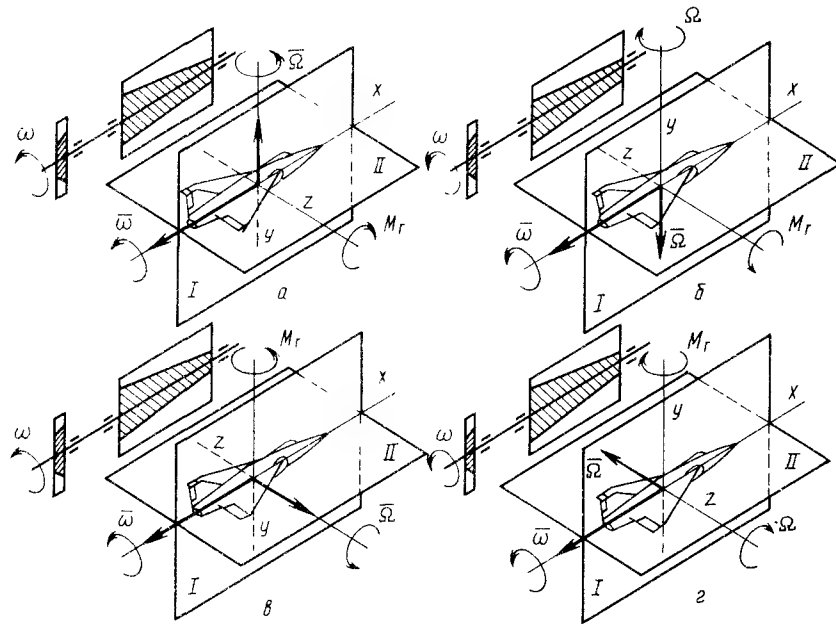


Рис. 2.16. Схемы направлений действия гироскопических моментов при различных эволюциях самолета

и соединений. Суммарный гироскопический момент всего ротора создает большие нагрузки на опоры ротора. Плоскость действия гироскопического момента, как это видно на рис. 2.16, перпендикулярна плоскости виража или плоскости вертикальной петли. Следовательно, силы, возникающие от действия гироскопического момента ротора, перпендикулярны силам инерции P_j и складываются с ними геометрически.

Особенность действия инерционных сил и гироскопического момента на детали ротора состоит еще и в том, что вызываемые ими напряжения являются знакопеременными.

Вопросы для самоконтроля

1. Какие силы действуют на конструкцию двигателя в условиях полета: внутренние силы, внешние силы?
2. Рассмотреть способы расчета осевых сил, действующих на отдельные части конструкции двигателя.
3. Рассмотреть разновидности силовых схем роторов и корпусов двигателей и виды крепления двигателей на самолете.
4. Способы уменьшения осевых сил, действующих на осевую опору ротора.

3.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

3.1.1. Требования, предъявляемые к компрессорам

Компрессор, обеспечивающий повышение давления перед камерой сгорания, является одним из основных узлов газотурбинного двигателя. Техническое совершенство компрессора в значительной степени определяет качество и эффективность двигателя и силовой установки в целом, а следовательно, и безопасность полета летательного аппарата. В связи с этим к компрессорам авиационных ГТД предъявляются высокие требования. При необходимых степени повышения давления π_k и расходе воздуха G основными требованиями являются:

- минимальные габаритные размеры и масса;
- высокий КПД;
- достаточные запасы газодинамической устойчивости на всех режимах эксплуатации;
- высокая надежность и живучесть в эксплуатационных условиях в течение ресурса;
- технологичность и возможность модернизации;
- противопожарная безопасность;
- минимальное влияние на окружающую среду;
- удобство контроля технического состояния.

Из всех перечисленных требований обеспечения минимальных габаритных размеров и массы является характерным для любых систем летательного аппарата и в том числе для его силовой установки и двигателя непосредственно. И поскольку относительная масса компрессора (отношение массы компрессора к массе двигателя) составляет 0,35 ... 0,50, разработка легкого компрессора — одна из важнейших проблем, стоящих перед создателями авиационных двигателей. При этом необходимо исходить из того, что выбор конструктивной компоновки компрессора, его газодинамических и конструктивных параметров, допустимых значений запасов прочности деталей и наиболее приемлемых материалов определяется назначением ГТД (использованием на летательном аппарате определенного типа).

3.1.2. Типы компрессоров, применяемых в ГТД

Для общей классификации компрессоров, применяемых в ГТД, может быть использован один из наиболее существенных

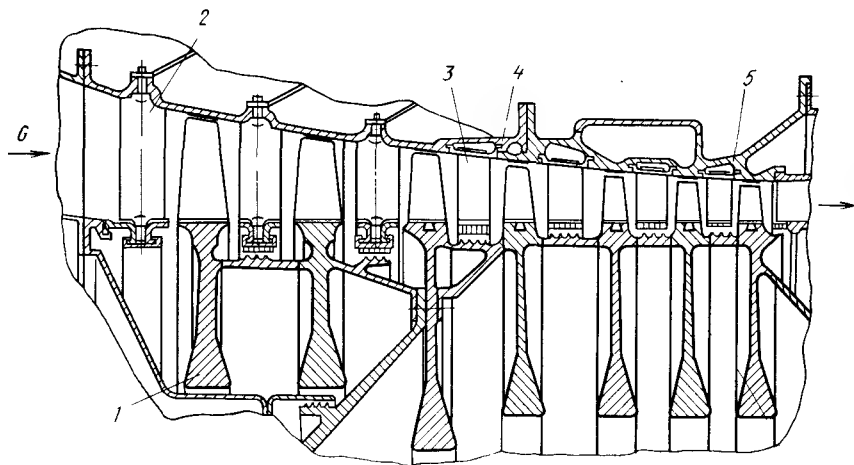


Рис. 3.1. Схема осевого компрессора:

1 — ротор; 2 — входной направляющий аппарат; 3 — направляющий аппарат; 4, 5 — статор; G — направление движения воздуха

основополагающих признаков — направление потока воздуха в проточной части. По направлению потока различают:

— осевые компрессоры, у которых направление скорости потока воздуха в меридиональной плоскости примерно параллельно оси (рис. 3.1);

— центробежные компрессоры, в которых поток направлен по радиусу (рис. 3.2);

— диагональные компрессоры, направление потока в которых занимает среднее положение между направлениями движения воздуха в осевых и центробежных компрессорах;

— комбинированные компрессоры, представляющие собой последовательное соединение осевых и центробежных (осецентро-

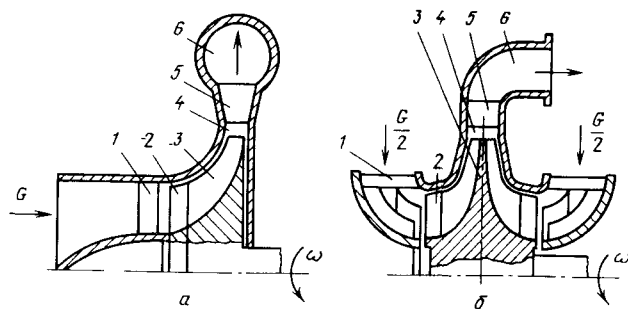


Рис. 3.2. Схемы центробежных компрессоров:

а — с односторонним входом; б — с двусторонним входом; 1 — неподвижный направляющий аппарат; 2 — вращающийся направляющий аппарат; 3 — рабочее колесо; 4 — безлопаточный (щелевой) диффузор; 5 — лопаточный диффузор; 6 — выходное устройство (сборная клитка); ω — угловая скорость

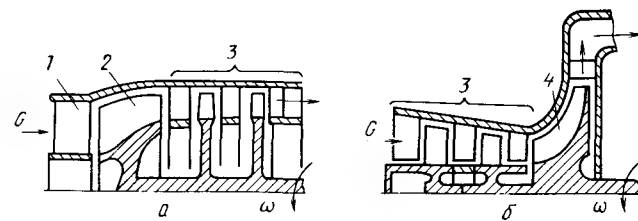


Рис. 3.3. Схемы комбинированных компрессоров:

а — диагонально-осевой; б — осецентробежный; 1 — входной направляющий аппарат; 2 — диагональное рабочее колесо; 3 — осевой компрессор; 4 — центробежное рабочее колесо; ω — угловая скорость

бежные) (рис. 3.3, б) или осевых и диагональных (диагонально-осевые) (рис. 3.3, а) компрессоров.

Кроме того, в зависимости от отношения скорости потока к скорости звука в проточной части можно различать дозвуковые и сверхзвуковые компрессоры.

Любой из указанных компрессоров состоит из ротора и статора (см. рис. 3.1). Применение того или иного типа компрессора в значительной степени обусловлено назначением летательного аппарата.

3.2. КЛАССИФИКАЦИЯ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

В современных ГТД наиболее часто используются осевые компрессоры как более полно отвечающие предъявляемым требованиям. В осевых компрессорах по сравнению с другими типами компрессоров возможны высокие значения степени повышения давления π_k и большие расходы воздуха G при высоких коэффициентах полезного действия и сравнительно малых диаметральных габаритных размерах и массе.

Наряду с указанными преимуществами осевые компрессоры имеют и недостатки: относительно узкую область устойчивых режимов работы; снижение коэффициента полезного действия на нерасчетных режимах; чувствительность к износу поверхности лопаток в процессе эксплуатации, что приводит к снижению коэффициента полезного действия; большое количество лопаток (несколько сотен), вызывающее повышение трудоемкости изготовления и, следовательно, стоимости.

Для улучшения характеристик и сохранения эффективности компрессора на всех режимах работы необходимо вводить механизацию для его регулирования, применять износостойкие материалы или специальные покрытия, использовать устройства, предотвращающие попадание посторонних предметов в проточную часть (что особенно актуально для двигателей, устанавливаемых на вертолетах), т. е. существенно усложнять конструкцию.

Конструктивное выполнение осевых компрессоров чрезвычайно разнообразно.

Компрессоры различаются количеством и конструкцией роторов, конструкцией проточной части, корпусов, конструктивными способами повышения экономичности и обеспечения газодинамической устойчивости двигателя.

Использование тех или иных конструктивных элементов компрессора, обуславливающих его конструктивную схему и компоновку, определяется типом и назначением двигателя.

В одноконтурных двигателях (ТРД, ТРДФ, ТВД и турбовальные) компрессор может быть однокаскадным (однороторным) (рис. 3.4, а) и двухкаскадным (двухроторным) (рис. 3.4, б, в). При использовании однокаскадного компрессора для обеспечения необходимой газодинамической устойчивости на всех режимах работы двигателя требуются сложные средства управляемой механизации для регулирования расхода воздуха. Для этой цели используют поворотные лопатки 3, 5, 6, 7 (рис. 3.5; см. рис. 3.55), а также перепуск воздуха через клапан и с помощью ленты перепуска (рис. 3.6). При применении двухкаскадного компрессора (рис. 3.4, б) специальных средств механизации, как правило, не требуется, так как вращение роторов низкого и высокого давлений с разными скоростями (скольжение роторов) обеспечивает необходимое регулирование и, следовательно, газодинамическую устойчивость двигателя. Однако в двухкаскадном компрессоре увеличивается число опор ротора по сравнению с однороторным. Это может несколько снизить его надежность, так как опоры являются сложными и ответственными элементами, влияющими на безотказность работы двигателя.

В двухкаскадных компрессорах роторы низкого и высокого давления можно располагать последовательно (см. рис. 3.4, б) и концентрично (см. рис. 3.4, в), когда роторы вращаются в противоположные стороны и лопатки одного являются направляющими лопатками для другого. Осуществление такой конструктивной схемы компрессора связано с большими конструктивными трудностями.

В двухконтурных турбореактивных двигателях используются двух- и трехкаскадные компрессоры (см. рис. 3.4, г). Использование трехкаскадного компрессора позволяет уменьшить общее число его ступеней в среднем на три при уменьшении, как следствие, и числа ступеней турбины. Но при этом усложняется конструкция валов и опор. Однако трехкаскадная схема компрессора позволяет обеспечить необходимую газодинамическую устойчивость при наиболее простой системе регулирования расхода воздуха.

Конструктивная схема компрессора определяется также формой проточной части. При проточной части с постоянным наружным диаметром D (рис. 3.7, а) к последним ступеням компрессора средний диаметр увеличивается и, следовательно, увеличивается средняя окружная скорость, возрастает напорность ступеней и уменьшается их число, необходимое для получения требуемой

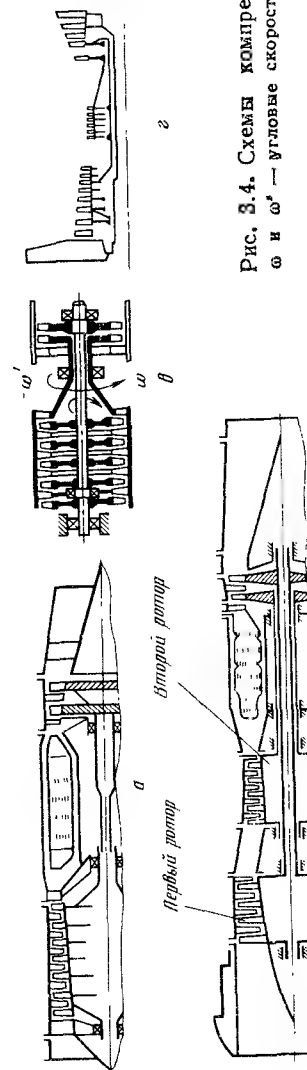


Рис. 3.4. Схемы компрессоров:
б и в — угловые скорости

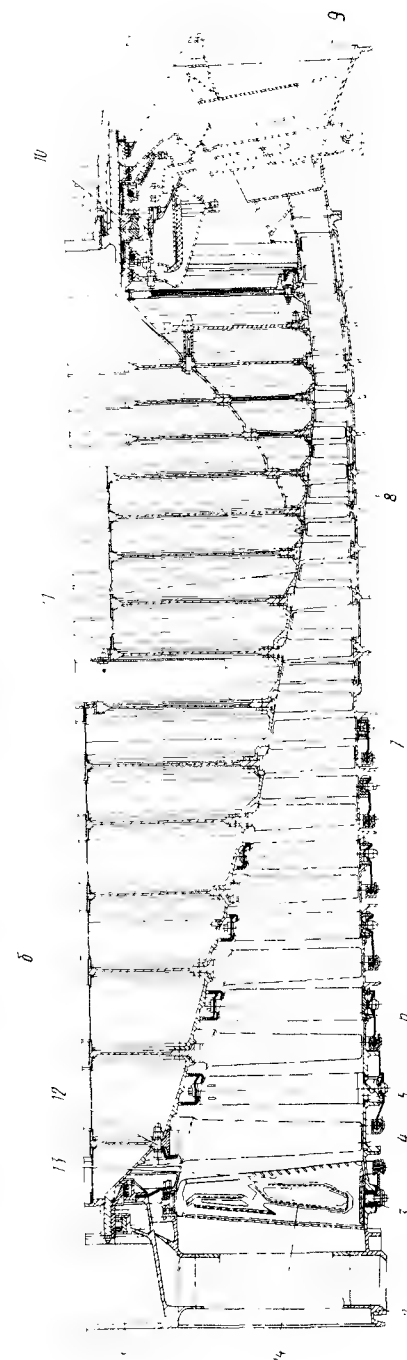


Рис. 3.5. Однокаскадный компрессор с поворотными лопатками направляющих аппаратов:

1 — передний корпус; 2 — регулируемые лопатки; 3 — регулируемые лопатки; 4 — рабочая лопатка; 5, 6 — регулируемые лопатки; 7 — регулируемые лопатки; 8 — консольные лопатки; 9 — консольные лопатки; 10 — консольные лопатки; 11 — консольные лопатки; 12 — консольные лопатки; 13 — консольные лопатки; 14 — консольные лопатки.

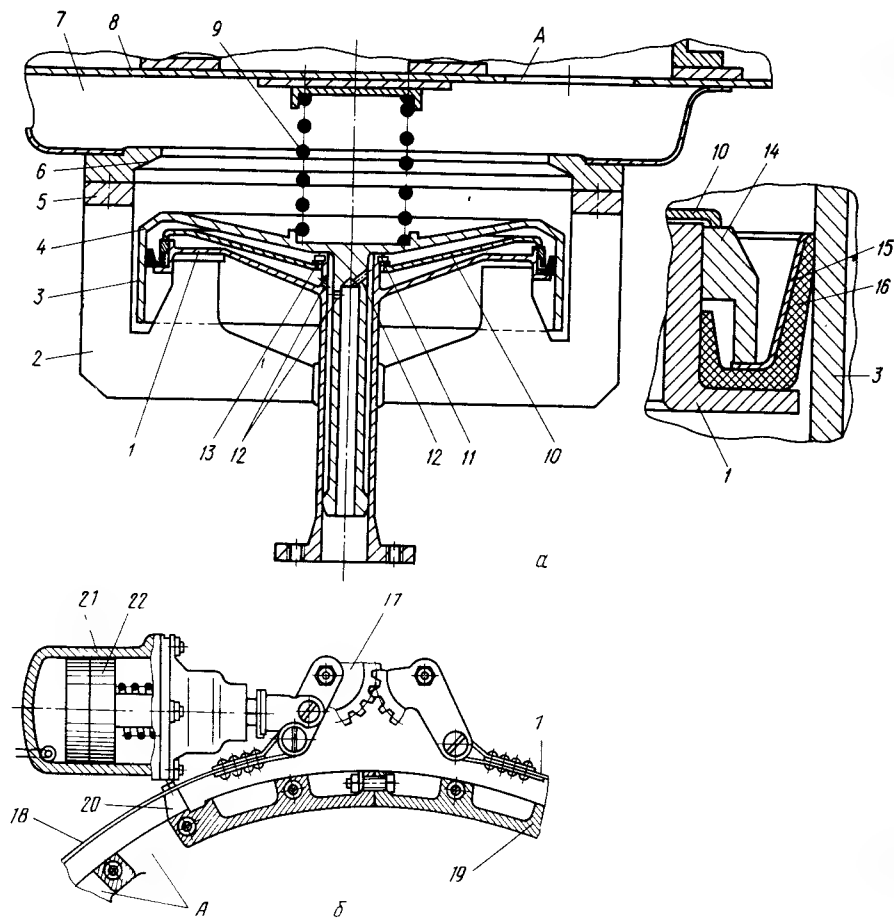


Рис. 3.6. Устройства для обеспечения газодинамической устойчивости осевого компрессора путем перепуска воздуха из проточной части через отверстия А при помощи клапана перепуска (а) и ленты перепуска (б):

1 — крышка; 2 — две стойки прямоуглольного сечения, приваренные к крышке; 3 — грибок цилиндрической формы; 4 — конический поясик на днще грибка; 5 — накладки, приваренные к стойкам 2 для крепления крышки 1 к фланцу ресивера; 6 — коническая поверхность фланца ресивера; 7 — ресивер; 8 — корпус компрессора; 9 — пружина для отжатия грибка на оборотах малого газа и на стоянке для перепуска воздуха из компрессора; 10 — секторная пружина (пластина с радиальными надрезами); 11 — стопорное кольцо; 12 — отверстие для подачи воздуха из-за компрессора для закрытия клапана при оборотах, больших оборотах малого газа; 13 — шайба; 14 — кольцо; 15 — распорная пружина; 16 — эластичная манжета для образования замкнутой полости между дном грибка и крышкой; 17 — зубчатый сектор; 18 — лента перепуска; 19 — корпус компрессора; 20 — кронштейн, ограничивающий положение ленты; 21 — цилиндр механизма управления лентой; 22 — поршень

степени повышения давления π_k^* . Упрощается изготовление корпуса, который имеет цилиндрическую форму.

Достоинством данной схемы является также независимость радиального зазора между рабочими лопатками и корпусом компрессора от места расположения упорного подшипника. Вели-

чина радиального зазора в этом случае определяется деформациями ротора и статора, обусловленными действием силы веса, инерционных сил, тепловых нагрузок и точностью изготовления.

Однако при проточной части с постоянным наружным диаметром возможно сильное уменьшение длины лопаток последних ступеней, что приводит к увеличению концевых потерь и уменьшению коэффициента полезного действия ступени. В этом случае целесообразно использовать иную форму проточной части, а именно — с постоянным внутренним диаметром d (см. рис. 3.7, в). Конструктивная схема компрессора с такой проточной частью позволяет получить более длинные лопатки последних ступеней, чем в схеме, имеющей проточную часть с постоянным наружным диаметром. Однако средний диаметр уменьшается от ступени к ступени, а следовательно, уменьшаются средние окружные скорости и напорность ступеней. Это может привести к увеличению числа ступеней для получения требуемого π_k^* . В то же время корпус компрессора с проточной частью, имеющей постоянный внутренний диаметр, позволяет удобно разместить агрегаты, не увеличивая практически мидель двигателя. Кроме того, при постоянном внутреннем диаметре проточной части упрощается технология изготовления элементов ротора, к которым крепятся рабочие лопатки. Величина радиального зазора между ротором и корпусом при данной конструктивной схеме проточной части зависит от места расположения упорного подшипника. Это необходимо учитывать при определении минимально возможной величины зазора. И поскольку вследствие температурных деформаций и «набегания» допусков происходит взаимное смещение ротора и статора, радиальный зазор в данной схеме должен быть больше, чем в конструктивной схеме компрессора с проточной частью, имеющей постоянный наружный диаметр.

Конструктивная схема компрессора с постоянным средним диаметром D_{cp} проточной части (см. рис. 3.7, б) занимает проме-

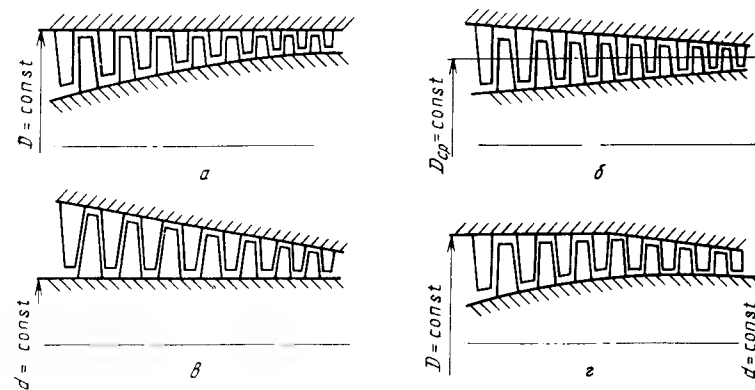


Рис. 3.7. Проточная часть компрессора

жуточное положение между двумя рассмотренными выше и часто обуславливается удобством конструктивной компоновки компрессора, особенно в ТРДД.

При использовании комбинированной проточной части $D = \text{const}$ и $d = \text{const}$ (см. рис. 3.7, г) компрессор обладает достоинствами и недостатками, свойственными компрессорам с проточными частями его составляющих.

Как указывалось ранее, осевые компрессоры могут быть дозвуковыми и сверхзвуковыми. Сверхзвуковой осевой компрессор имеет меньшее число ступеней, чем дозвуковой, для создания одного и того же значения π_k^* , следовательно, и меньшую массу, но обладает менее благоприятным протеканием характеристик. Поэтому требуется более трудоемкая его отработка для обеспечения необходимой газодинамической устойчивости. Кроме того, лопатки, имеющие сверхзвуковые профили, очень чувствительны к повреждениям посторонними предметами при их попадании в проточную часть. Повреждения лопаток, чаще в виде забоин, являются концентраторами напряжений и приводят к усталостному разрушению лопаток. Таким образом, для уменьшения массы компрессора целесообразно сверхзвуковыми выполнять лишь несколько ступеней.

3.3. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

3.3.1. Параметры компрессоров в современных ГТД

К числу основных параметров, характеризующих техническое совершенство компрессора, относятся степень повышения давления, суммарная и в вентиляторе, коэффициент полезного действия, удельная масса, габаритные размеры, ресурс, окружная скорость на среднем диаметре и концах лопаток.

В табл. 3.1 приведены типичные параметры компрессоров турбореактивных двухконтурных двигателей больших тяг для гражданских и турбореактивных двухконтурных двигателей — для маневренных самолетов 1980-х гг. [26, 33].

Т а б л и ц а 3.1

Параметры рабочего процесса	Значения	
	ТРДД ГА	ТРДД для маневренных самолетов
Степень двухконтурности	5	0,5
Суммарная степень повышения давления π_k^*	20...30	24 ... 25
Степень повышения давления в вентиляторе π_v^*	1,7	3,5 ... 4
Окружная скорость на конце лопаток вентилятора u , м/с	420 ... 450	До 480

Удельный расход топлива современных ТРДД снижен на 30 % по сравнению с первыми ТРД, используемыми на гражданских самолетах.

Эффективным средством уменьшения расхода топлива является уменьшение радиального зазора между рабочими лопатками и корпусом, особенно для последних ступеней компрессора. Уменьшение радиального зазора осуществляется путем притирки (высокооборотной обработки ротора и статора, обеспечивающей получение точной формы круга), повышения жесткости корпуса, использования на нем над рабочими лопатками истираемых материалов и обеспечивается за счет нагрева или охлаждения статора или ротора, использования материалов с различными коэффициентами линейного расширения.

Параметром, от которого зависит качество двигателя, а следовательно, и безопасность полетов, является ресурс (количественный показатель долговечности) и, в частности, ресурс деталей компрессора.

Эксплуатация по техническому состоянию с использованием средств технической диагностики (специальных датчиков, эндоскопов и других) позволяет более полно использовать заложенные ресурсы при сохранении требуемой безопасности. Для этого компрессор должен быть контролепригоден и иметь модульную конструкцию, позволяющую заменять вентилятор или его лопатки, компрессоры среднего, низкого и высокого давления непосредственно в эксплуатации.

Очень важно для обеспечения эффективности компрессора сохранение его основных характеристик. Это особенно актуально для компрессоров вертолетных двигателей, подвергающихся активному воздействию окружающей среды. Пыль, песок, влага приводят к изнашиванию поверхности деталей и в первую очередь рабочих лопаток компрессора, следовательно, к ухудшению его газодинамических и прочностных характеристик.

Высокая долговечность деталей компрессора закладывается при проектировании путем применения коррозионно-стойких материалов и противозэрозионных покрытий, обеспечения жесткости конструкции, использования пылезащитных устройств и выбора рациональных осевых зазоров между рабочими лопатками вентилятора (в ТРДД) и спрямляющего аппарата для выброса попавших в компрессор посторонних частиц.

3.3.2. Основные пути развития компрессоров

Совершенствование летательных аппаратов требует совершенствования двигателей и его составной части — компрессора. Для этого необходимо:

- снижение удельной массы $m_{к.уд}$;
- уменьшение удельного расхода топлива за счет улучшения основных параметров и совершенствования конструкции;

Таблица 3.2

Параметры рабочего процесса	Значения	
	ТРДД ГА	ТРДД для маневренных самолетов
Степень двухконтурности:		
на I этапе	7 ... 8	0,2 ... 0,3
на II этапе (при введении нинтононен- тиляторных двигателей ТВВД)	12 ... 15	—
Суммарная степень понижения давления π_k^*	40 ... 60	24 ... 25
Степень повышения давления в дозвуко- вой вентиляторной ступени π_v^*	1,7	—
Окружная скорость на конце лопаток вентилятора u , м/с	400	—

— повышение надежности и сокращение расходов и времени на техническое обслуживание;

— снижение воздействия на окружающую среду.

Ожидаемые основные параметры компрессоров для двухконтурных двигателей самолетов гражданской авиации и маневренных самолетов приведены в табл. 3.2 [26, 33, 36]. Предполагается, что уменьшение удельного расхода топлива двигателей самолетов гражданской авиации составит: для ТРДД — около 20 %; для ТВВД — 30 % и более.

Одной из примерных схем перспективного компрессора двигателя 2000-го года можно рассматривать компрессор ТРДД, предлагаемый фирмой Пратт-Уитни, со следующими ориентировочными параметрами для крейсерского режима: степень двухконтурности $m = 13$, суммарная степень повышения давления в компрессоре $\pi_k^* = 60$ при степени повышения давления в вентиляторе $\pi_v^* = 1,5$ (см. рис. 13.3).

Обращает на себя внимание использование саблевидной, пол-лой или из композиционных материалов рабочей лопатки вентилятора. Это позволяет уменьшить число M потока, при котором устанавливается расчетное сверхзвуковое течение, и снизить потери.

Для сокращения числа ступеней турбины и повышения КПД необходимо увеличивать частоту вращения ротора. Однако в ТРДД с большой степенью двухконтурности обеспечение оптимальной окружной скорости лопаток вентилятора с точки зрения прочности и аэродинамики требует уменьшения частоты вращения. Поэтому в ТРДД подобного типа для уменьшения частоты вращения ротора вентилятора его привод от турбины целесообразно осуществлять через редуктор.

Возможно также выполнение вентилятора и выходного направляющего аппарата, вращающихся в противоположные стороны. При этом степень повышения давления, равную 1,7, можно

получить в дозвуковой ступени вентилятора, а не в сверхзвуковой, как в современных компрессорах. Это позволяет уменьшить массу вентилятора и повысить сопротивление разрушению рабочих лопаток при попадании посторонних предметов.

У высоконапорного компрессора с $\pi_k^* = 40 \dots 60$ лопатки последних ступеней становятся очень малой длины, что приводит к резкому возрастанию концевых потерь. Для устранения этого недостатка целесообразно использовать центробежный компрессор, который может заменить 3 ... 5 ступеней осевого компрессора.

Конструктивная схема компрессора перспективного двигателя для маневренного самолета 90-х годов, предлагаемая фирмой Пратт-Уитни, приведена на рис. 13.5. Общая степень повышения давления остается на уровне 80-х годов, но оптимизируется и увеличивается число регулируемых параметров путем широкого использования поворотных лопаток вентилятора и компрессора высокого давления, отбора и перепуска воздуха, применения активного управления радиальными зазорами в последних ступенях.

Вообще конструктивные схемы перспективных двигателей имеют компрессор, состоящий либо из вентилятора, КСД и КВД, либо из вентилятора и КВД.

Для сохранения в эксплуатации параметров компрессоров ТРДД как для гражданских, так и для маневренных самолетов следует:

— использовать жесткие роторы;

— использовать для ротора и статора материалы, обеспечивающие минимальное значение радиальных и осевых зазоров без дополнительных мероприятий по охлаждению или нагреву корпуса;

— применять лопатки компрессора малого удлинения и большой относительной толщины;

— создавать конструкции вентилятора и разделительного корпуса, которые позволяют направлять большую часть посторонних частиц в наружный контур;

— обеспечивать надежность уплотнений.

3.3.3. Обобщенный параметр осевых компрессоров — удельная масса

Удельная масса компрессора, представляющая собой отношение массы компрессора к величине потребляемой им мощности,

$$m_{к. уд} = M_k / N_k \quad (3.1)$$

наиболее полно характеризует его техническое совершенство. Поскольку потребляемая мощность N_k равна произведению удельной работы L_k (Дж/кг), затрачиваемой в компрессоре, и массового секундного расхода воздуха G (кг/с) через двигатель, то

$$m_{к. уд} = M_k / (L_k G).$$

Массовый расход воздуха G через двигатель для осевого компрессора определяется его лобовой площадью F_k и коэффициентом производительности $\bar{G}_k$ (лобовая производительность компрессора), т. е.

$$G = \bar{G}_k F_k.$$

Тогда удельная масса компрессора будет равна

$$m_{к. уд} = \frac{M_k}{L_k F_k \bar{G}_k}. \quad (3.2)$$

Анализ выражения (3.2) показывает, что на величину удельной массы компрессора существенное влияние оказывает коэффициент производительности $\bar{G}_k$. При заданной работе и массовом расходе увеличение коэффициента производительности позволяет уменьшить потребную лобовую площадь рабочего колеса первой ступени компрессора, а следовательно, уменьшить его диаметр и массу. Таким образом, увеличивая пропускную способность компрессора, можно существенно уменьшить его удельную массу. Коэффициент производительности компрессора $\bar{G}_k$ определяется величиной относительного диаметра втулки первого колеса $\bar{d}_k = \frac{D_{\text{втулки I}}}{D_{\text{колеса I}}}$, скоростью входа воздуха в компрессор, потерями на входе. Для повышения $\bar{G}_k$ следует применять высокие осевые скорости входа воздуха в рабочее колесо первой ступени, равные 180 ... 210 (до 250) м/с.

Уменьшение величины относительного диаметра втулки $\bar{d}_k$ колеса первой ступени приводит к увеличению $\bar{G}_k$. При проектировании рекомендуется брать значения $\bar{d}_k$ не менее 0,3 ... 0,35. Однако при уменьшении $\bar{d}_k$ увеличивается длина рабочих лопаток первой ступени и уменьшаются средняя окружная скорость $u_{ср}$ и напорность ступени.

Увеличение длины рабочих лопаток первой ступени компрессора неизбежно ведет к снижению их долговечности, так как возрастают напряжения в корневом сечении (вследствие увеличения массы лопатки) и гибкость лопатки. У лопаток с большой гибкостью легче возбуждаются колебания, которые могут привести к их разрушению. Поэтому для создания эффективного компрессора при проектировании необходимо учитывать как аэродинамические, так и прочностные факторы.

Снижение удельной массы компрессора возможно осуществить путем и других конструктивных мероприятий, а именно:

- применения лопаток, дисков, валов с малыми размерами поперечных сечений;
- использования тонкостенных корпусов;
- применения лопаток с малой хордой, т. е. лопаток большого удлинения.

При уменьшении хорды масса рабочих лопаток колеса уменьшается и уменьшается создаваемая ими центробежная сила, дей-

ствующая на диск. Следовательно, можно уменьшить массу диска рабочего колеса. Уменьшение хорды лопаток приводит также к уменьшению длины компрессора и, как следствие, уменьшению его массы.

Однако при уменьшении хорды нельзя забывать, что при этом увеличиваются напряжения изгиба, т. е. уменьшение хорды возможно лишь до величины, которая обеспечивает необходимую прочность лопатки. Кроме того, при уменьшении хорды возрастает число лопаток z , следовательно, возникает задача размещения и крепления лопаток на диске.

Наибольшее удлинение (3 ... 4,5) имеют лопатки первых ступеней.

Другим путем уменьшения массы компрессора является использование высокопрочных легких материалов, например титановых сплавов, стеклопластика, композиционных материалов. В компрессорах современных и перспективных двигателей широко используются титановые сплавы. Некоторые двигатели имеют компрессоры, полностью изготовленные из титана.

Уменьшение массы компрессора можно осуществить также с помощью применения сварки, новых технологических приемов изготовления деталей.

Удельная масса компрессора современных двигателей равна примерно $m_{к. уд} = 0,01 \dots 0,03$ кг/кВт.

3.4. КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Можно выделить несколько основных типов конструктивных схем осевых компрессоров. В однокаскадных компрессорах (см. рис. 3.4, а; рис. 3.8, а) ротор располагается на двух опорах с роликовым и шариковым, радиально-упорным подшипниками. Последний фиксирует взаимное положение ротора и статора. Передача усилий от передней опоры ротора 5 на корпус осуществляется через специально спроектированные стойки 1, расположенные перед рабочими лопатками РЛ или лопатками направляющего аппарата. От второй, задней, опоры 4 — через спрямляющие лопатки 3 последней ступени или радиальные связи — обтекаемые стойки, расположенные за компрессором в камере сгорания (рис. 3.9, поз. 6). Как уже указывалось, однокаскадный компрессор применяется в ТРД, ТРДФ, турбовальных двигателях и ТВД. Его конструктивная схема сравнительно проста. Поскольку π_k обычно лежит в пределах 6 ... 15, то число ступеней не превышает соответственно 6 ... 15. Однако для обеспечения газодинамической устойчивости на всех режимах работы двигателя в компрессоре требуется применять сложные средства управляемой механизации, обеспечивающей благоприятное протекание характеристик. Для этой цели используются поворотные направляющие лопатки (см. рис. 3.5; рис. 3.9), а также перепуск

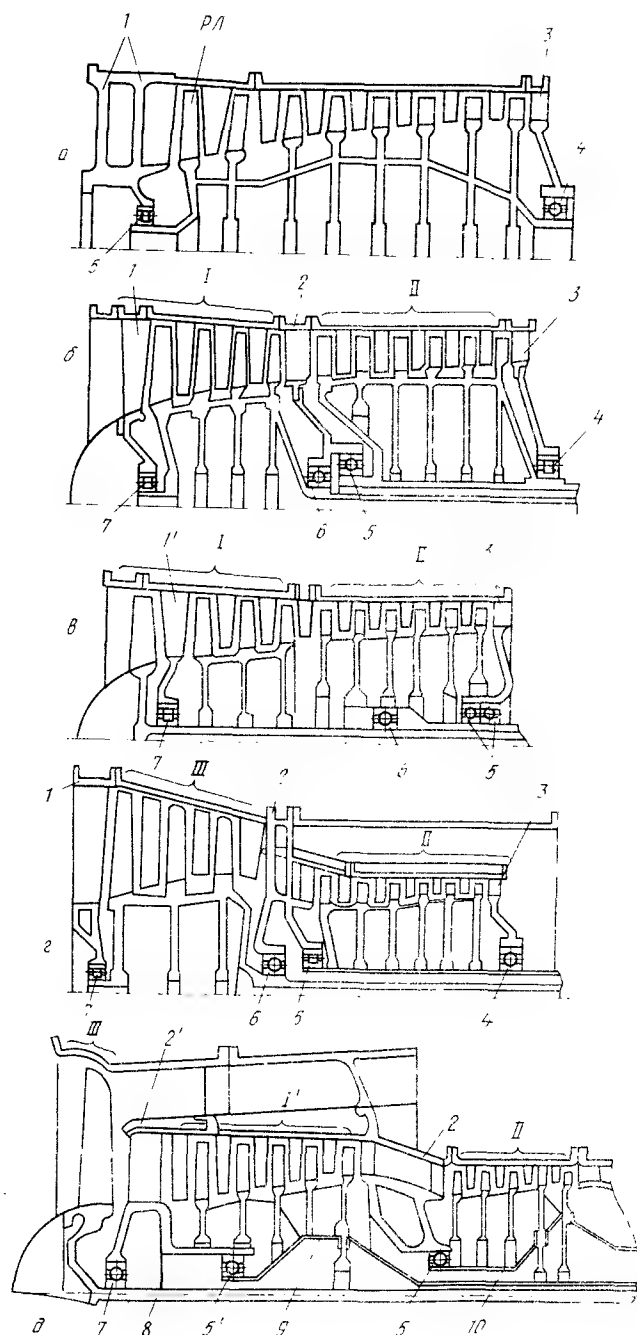


Рис. 3.8. Конструктивные схемы осевых компрессоров

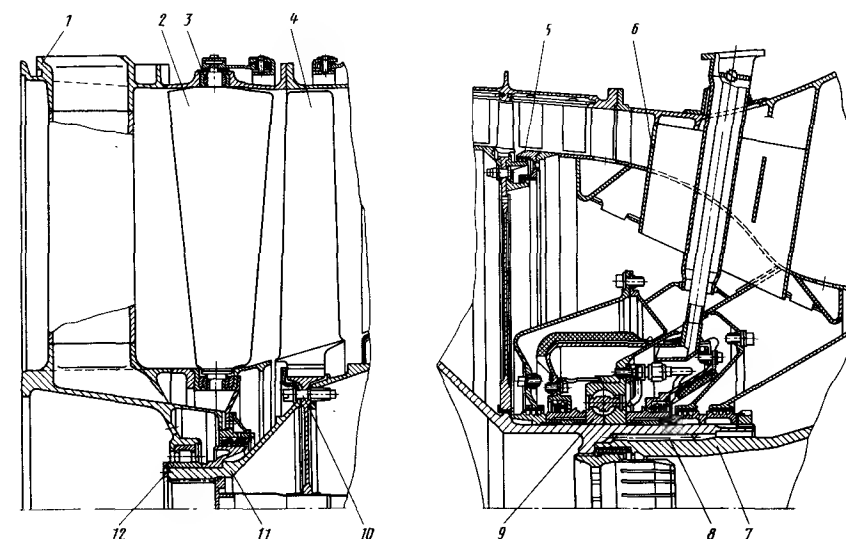
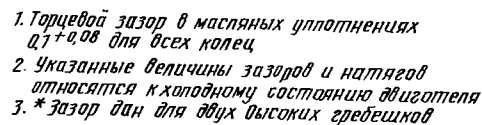


Рис. 3.9. Передача усилий на корпус компрессора от подшипников опор ротора: 1 — передняя силовая стойка; 2 — поворотные лопатки входного направляющего аппарата; 3 — сферическая втулка (подшипник) опоры цапфы поворотной лопатки; 4 — рабочая лопатка; 5 — двухъярусное лабиринтное уплотнение; 6 — силовая стойка; 7 — вал турбины; 8 — шлицы, передающие крутящий момент от вала турбины на ротор компрессора; 9 — упорный подшипник; 10 — призонный болт; 11 — ротор компрессора; 12 — роликовый подшипник

воздуха (см. рис. 3.6). В компрессорах, имеющих степень повышения давления, близкую к 15, наиболее эффективным является использование поворотных лопаток примерно у 70 % ступеней. Причем регулируемые необходимо выполнять не только лопатки первых, но и последних ступеней. В компрессоре с меньшим числом ступеней возможно использование более простого, хотя и менее экономичного способа регулирования — перепуска воздуха (см. рис. 3.6).

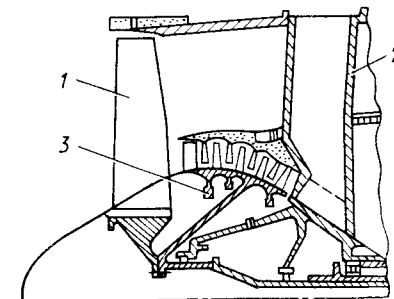
При использовании в ТРД и ТРДФ для повышения газодинамической устойчивости двухкаскадного компрессора его схема становится сложнее (см. рис. 3.8, б, в). В этом случае компрессор состоит из компрессора низкого давления I, ротор которого имеет чаще всего 3 ... 4 ступени, и компрессора высокого давления II с ротором, имеющим 3 ... 8 ступеней. Для компрессора данного вида характерны в основном две следующие конструктивные схемы. В первой схеме (см. рис. 3.8, б) каждый ротор имеет свои независимые опоры — передние 7 и 5 и задние 4 и 6, причем радиально-упорные подшипники 5 и 6, фиксирующие положения роторов относительно статоров в осевом направлении, устанавливаются в промежуточном корпусе 2. Во второй схеме (см. рис. 3.8, в) каждый ротор также имеет две опоры, но задняя опора компрессора низкого давления 6 расположена внутри вала ротора компрессора высокого давления II, а вторая опора компрессора высокого давления совмещена с опорой турбины. Такое размещение



1 — ротор компрессора высокого давления; 2 — пружинящее разрезное кольцо, фиксирующее лопатки от осевого перемещения; 3 — радиальный штифт; 4 — узел крепления двигателя к самолету (основная); 5 — цапфа лопатки; 6 — лопатка спрямляющего аппарата; 7 — призонный болт; 8 — силовая диафрагма; 9 — радиально-упорные подшипники передней опоры компрессора высокого давления; 11 — вал ротора компрессора высокого давления; 10, 12 — шлицы; 13 — радиально-упорный подшипник задней опоры компрессора низкого давления; 14 — вал ротора компрессора низкого давления

66

1 — рабочие лопатки вентилятора; 2 — силовой корпус; 3 — ротор подпорного компрессора, устанавливаемый после вентилятора ТРДД с большой степенью двухконтурности



ния II — 7 ... 10. Необходимая газодинамическая устойчивость обеспечивается применением регулируемых лопаток входных направляющих аппаратов вентилятора и компрессора высокого давления, а также направляющих аппаратов чаще у 2 ... 5 ступеней компрессора высокого давления.

В трехкаскадном компрессоре (см. рис. 3.8, б), помимо вентилятора III и компрессора высокого давления II, имеется также компрессор среднего давления I', приводимый во вращение от отдельной турбины. При такой конструкции компрессора для ТРДД с большой степенью двухконтурности число ступеней вентилятора — 1, компрессора среднего давления — 3 ... 7, компрессора высокого давления — 6 ... 8.

Для ТРДД с малой степенью двухконтурности в вентиляторе используются 3 ... 5 ступеней, в компрессоре среднего давления — 4 ... 6 и в компрессоре высокого давления — 4 ... 6 ступеней. Необходимая газодинамическая устойчивость обеспечивается использованием регулируемых лопаток входного направляющего аппарата перед компрессором среднего давления и перепуском воздуха из компрессора.

Роторы вентилятора 8, компрессоров среднего 9 и высокого 10 давлений — чаще двухопорные (см. рис. 3.8, б). Радиально-упорные подшипники 7, 5', 5 устанавливаются в промежуточных силовых корпусах 2 и 2'. Второе опоры совмещаются с опорами турбин.

В двухкаскадных компрессорах промежуточный силовой корпус 2 разделяет воздух, поступающий в двигатель, на два потока, идущие во внутренний и внешний контуры, и потому является разделительным силовым корпусом. На нем находятся узлы крепления двигателя к самолету.

В трехкаскадных компрессорах основной силовой корпус 2 с узлами крепления двигателя к самолету располагается между компрессорами среднего I' и высокого давлений II.

Наличие силового промежуточного корпуса является характерной особенностью ТРДД.

Для уменьшения массы компрессора вторую опору роторов (наиболее часто у ротора компрессора высокого давления) совмещают с опорой турбины. Промежуточный силовой корпус, выполняемый обычно литым, повышает жесткость конструкции, что позволяет легче обеспечить необходимые радиальные зазоры.

Для уменьшения шума в ТРДД большой эффект дает правильный выбор расстояния между рабочими лопатками вентилятора и его спрямляющими лопатками (равного примерно двум хордам рабочих лопаток), устранение входного направляющего аппарата и уменьшение окружной скорости рабочего колеса вентилятора (до 400 м/с). Снижению шума способствует также использование в конструкции корпуса второго контура специальных шумоглушащих элементов.

3.5. РАБОЧИЕ ЛОПАТКИ

3.5.1. Требования, предъявляемые к рабочим лопаткам

Рабочие лопатки компрессора — одни из наиболее ответственных деталей, от конструктивного совершенства и долговечности которых зависит качество компрессора, а следовательно, надежная работа двигателя в целом. Рабочие лопатки работают в сложных условиях. На них действуют инерционные и аэродинамические силы, вызывающие напряжения растяжения, изгиба и кручения. Центробежная сила, создаваемая лопаткой вентилятора, достигает 300 ... 600 кН. Лопатки испытывают существенные вибрационные напряжения вследствие колебаний.

В высоконапорных компрессорах температура лопаток последних ступеней может достигать 1000 К и выше.

Кроме того, лопатки, особенно первой ступени, подвержены значительному износу при эксплуатации вследствие попадания пыли, капель дождя, посторонних предметов. При значительной величине последних может происходить разрушение рабочих лопаток, что приводит к отказу двигателя.

При проектировании и изготовлении рабочих лопаток должны быть обеспечены:

- высокая прочность и жесткость, так как лопатки испытывают большие статические и динамические (переменные) нагрузки при высокой температуре;

- высокая степень чистоты обработки пера (R_a 0,32). Гладкая поверхность пера необходима как для уменьшения потерь на трение при течении воздуха, так и для увеличения сопротивления усталости конструкции лопатки;

- высокая точность исполнения линейных и угловых размеров при изготовлении лопаток для получения одинаковых скоростей течения воздушного потока и одинаковых давлений и температур в каждом лопаточном канале. Различные режимы течения в лопаточных каналах не только снижают КПД компрессора, но и возбуждают колебания, приводящие к поломке лопаток;

- возможно меньшие концентраторы напряжений, особенно в месте перехода профильной части к хвостовику, чтобы избежать возникновения высоких местных напряжений;

- минимальная масса хвостовика, так как она в значительной степени определяет нагрузку на диск рабочего колеса ротора. Снижение массы лопатки на 1 % позволяет уменьшить массу ротора, приходящуюся на одну лопатку, на 4 ... 5 %;

- конструкция хвостовика, позволяющая легко выполнять сборку ротора и замену лопатки в случае ее повреждения;

- минимальные остаточные напряжения, которые определяются методами изготовления.

Профилирование пера лопатки должно осуществляться при взаимном обеспечении аэродинамического качества, статической и динамической прочности и учитывать возможности производства.

Необходимая долговечность рабочих лопаток определяется назначением летательного аппарата, для которого предназначен компрессор, с учетом возможности эксплуатации по техническому состоянию. Например, на двигателе CF6-50 для самолета гражданской авиации лопатки вентилятора спроектированы на 25000 полетных циклов с ресурсом 30 000 ч, а лопатки компрессора высокого давления — на 30000 полетных циклов с ресурсом также 30000 ч [20].

3.5.2. Конструкция и основные геометрические параметры рабочих лопаток

Рабочая лопатка состоит из профильной части (пера) и хвостовика (рис. 3.12). Форма и размеры профильной части лопатки определяются на основании аэродинамического расчета. Однако окончательная ее конструкция уточняется с учетом требований обеспечения статической и динамической прочности. Для предотвращения резонансных колебаний на профильной части лопаток большого удлинения выполняют антивибрационные полки 2. Если позволяет прочность, на концах рабочих лопаток могут быть расположены бандажные полки 6. Образующееся при этом непрерывное периферийное бандажное кольцо удерживает от скручивания и деформации вдоль хорды по всей длине лопатки и обеспечивает лучшие аэродинамические характеристики, чем при

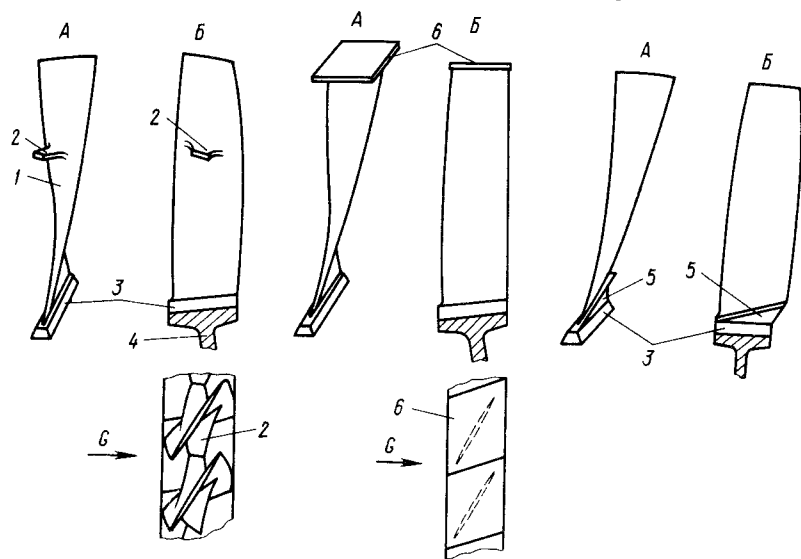


Рис. 3.12. Рабочая лопатка компрессора:

А — рабочая лопатка; Б — лопатка, установленная в диск; Г — направление движения воздушного потока; 1 — профильная часть — перо; 2 — антивибрационная полка на промежуточном радиусе; 3 — хвостовик; 4 — диск; 5 — ножка — часть хвостовника между пером и элементом соединения лопатки с диском; 6 — бандажная полка на торце пера

размещении полки на промежуточном радиусе профилированной части. Для создания сплошного кольца между полками соседних лопаток создают натяг до 0,2 ... 0,4 мм. Площадь контакта между полками выбирается исходя из допустимого значения нормального давления (50 МПа). Для уменьшения износа поверхность контактных площадок либо специально обрабатывают для повышения твердости, либо покрывают износостойким сплавом.

При профилировании рабочих лопаток компрессора очень важно учитывать влияние на статическую и динамическую прочность таких ее конструктивных параметров, как трапециевидность, клиновидность, изогнутость, закрученность.

Трапециевидность лопатки характеризуется отношением хорды b профиля пера периферийного сечения к хорде профиля пера корневого сечения и составляет 0,85 ... 1,3.

Клиновидность лопаток определяется отношением максимальной толщины профиля $c_{\max}$ в периферийном сечении к максимальной толщине профиля пера в корневом сечении. Максимальная относительная толщина профиля $\bar{c}_{\max} = \frac{c_{\max}}{b}$ в корневом сечении примерно равна 0,07 ... 0,08, в периферийном — 0,025 ... 0,030. Выбор минимального значения $\bar{c}_{\max}$ определяется условиями прочности, жесткости и технологией изготовления лопаток.

Изогнутость профиля пера характеризуется наибольшей ординатой средней линии профиля и зависит от конструктивных углов входа и выхода воздуха (углы между осью решетки и касательной к средней линии на выходной и входной кромках). Разность этих углов называют углом изогнутости. Входная и выходная кромки пера закругляются, причем величина радиуса закругления должна выбираться с учетом требований как аэродинамики, так и прочности. Увеличение радиуса закругления позволяет повысить долговечность лопаток и уменьшить чувствительность к повреждению посторонними предметами при их попадании в газоздушный тракт компрессора. Однако величина радиуса закругления входной кромки ограничивается возникающими при обтекании лопатки волновыми потерями и снижением вследствие этого КПД.

Углом закрутки лопатки называется разность между углами установки профилей пера в корневом и периферийном сечениях. Угол установки — угол между хордой профиля и осью решетки, изменяется по длине лопатки, следовательно, лопатки компрессора всегда являются закрученными. Это необходимо учитывать при оценке статической и вибрационной прочности лопаток, так как у лопаток с закруткой пера возникает взаимное влияние различных видов деформаций, а следовательно, и напряжений. Например, влияние напряжений растяжения или сжатия на кручение.

Хорда и толщина профиля пера определяют значение площади поперечного сечения пера или профиля лопатки. Для

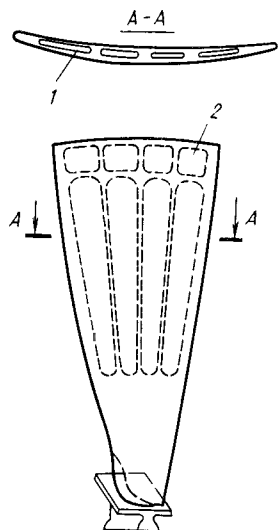


Рис. 3.13. Лопатка вентилятора двигателя E^3 фирмы «Пратт-Уитни»: 1, 2 — полость

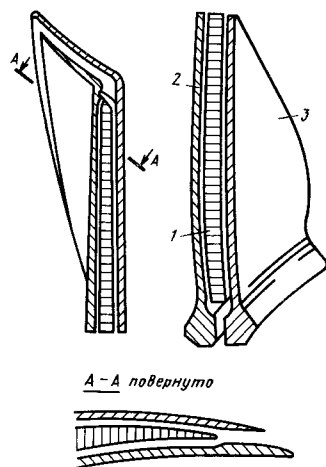


Рис. 3.14. Лопатка вентилятора двигателя RB 211-535E4: 1 — наполнитель сотовой конструкции; 2 — оболочки-обшивки

получения требуемой долговечности важен выбор оптимального значения и соотношения площадей сечений профиля пера лопатки по ее длине. Для дозвукового пера лопаток отношение площади корневого сечения F_k к площади периферийного или верхнего F_v сечения $F_k/F_v = 1,5 \dots 3,0$. Меньшие отношения могут быть на последних ступенях при большой степени сжатия. Для сверхзвукового пера лопаток — $F_k/F_v = 2 \dots 4$.

Одной из характеристик лопатки является ее удлинение — отношение длины лопатки h к хорде на среднем диаметре $b_{ср}$ — h/b . Удлинение изменяется в пределах от $1,5 \dots 2,5$ до $3,5 \dots 4,5$. [36].

Для улучшения газодинамических характеристик компрессора (повышения КПД высоконагруженных ступеней и увеличения запаса по срыву) все более широкое распространение получают лопатки малого удлинения или широкохордные лопатки, профилированные с использованием трехмерной теории [36]. Для уменьшения массы широкохордные лопатки вентилятора проектируют и изготавливают полыми, как на двигателе E^3 Пратт-Уитни (рис. 3.13), или полыми с наполнителем (рис. 3.14), как на двигателях RB 211-535E4 и RB211-600.

Лопатки вентилятора двигателя E^3 выполнены из титанового сплава с использованием изотермической штамповки и диффузионной сварки.

У лопаток вентилятора двигателей RB211-535E4 и RB211-600 спинка и корыто пера изготавливаются из титанового сплава

в виде оболочек-обшивок 2, 3 переменной толщины по высоте лопатки путем штамповки в сверхпластическом состоянии. Между оболочками располагается наполнитель сотовой конструкции 1 также из титанового сплава. Оболочки и наполнитель соединяются скоростной диффузионной пайкой твердым припоем. Как показывает опыт эксплуатации указанных двигателей, лопатки данной конструкции имеют повышенную стойкость к повреждению при попадании посторонних предметов.

3.6. СОЕДИНЕНИЯ ЛОПАТОК С ДИСКАМИ

3.6.1. Требования, предъявляемые к соединениям

Соединение представляет собой сочетание хвостовика лопатки 3 и продольных или кольцевых пазов на ободке диска 4 (см. рис. 3.12) или поверхности барабана, в которых устанавливаются лопатки.

Соединения лопаток с дисками должны удовлетворять следующим требованиям:

- позволять размещать необходимое количество лопаток на диске;
- обеспечивать необходимую прочность крепления без увеличения массы обода;
- обеспечивать высокую точность установки лопаток на диске и неизменяемость их положения при работе;
- создавать одинаковую жесткость крепления всех лопаток для обеспечения предусмотренного конструктором разброса частот собственных колебаний;
- обладать технологичностью при изготовлении, обеспечивать простоту сборки и замены лопаток в условиях эксплуатации.

Для установки лопаток на ободке диска выполняются продольные пазы вдоль или под углом к образующей обода. Пазы под углом позволяют на ободке диска разместить большее число лопаток, если угол паза согласуется с углом установки профиля корневого сечения лопатки. Пазы в диске изготавливаются протяжкой.

3.6.2. Конструкции соединений лопаток с дисками

В компрессоре наибольшее распространение получило соединение лопаток с дисками типа «ласточкин хвост». В данной конструкции хвостовик лопатки и паз в диске в сечении, перпендикулярном оси паза, имеют трапецевидный профиль (рис. 3.12, 3.15). Угол при вершине трапецевидного профиля равен $30 \dots 40^\circ$.

Лопатки в пазы диска могут устанавливаться с зазором $0,01 \dots 0,04$ мм (свободная посадка) или с натягом до $0,015$ мм (жесткое крепление). Свободная посадка допускает качку в окружном направлении, вследствие чего происходит некоторое демпфирование

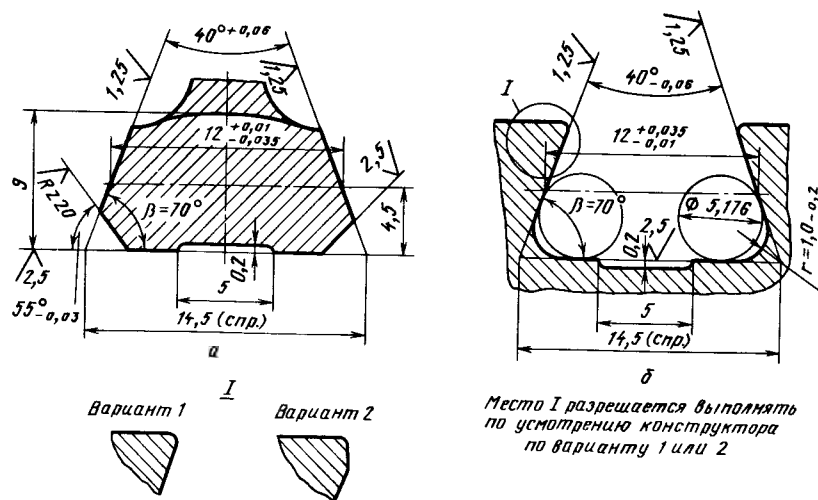


Рис. 3.15. Элементы соединения лопаток с дисками типа «ласточкин хвост»: а — хвостовик лопатки; б — паз в диске

ние колебаний силами трения при перемещении лопатки в замке до частот вращения $(0,5 \dots 0,7) n_{\max}$, легкий монтаж и демонтаж лопаток. Выше этой частоты вращения центробежные силы прижимают лопатку к диску и крепление становится жестким. Свободная посадка лопаток в диск применяется наиболее часто.

Для повышения частоты собственных колебаний используется посадка лопаток с натягом до $0,015$ мм. Такая сравнительно небольшая величина натяга выбирается для того, чтобы не допустить перенапряжений в ободе при монтаже лопаток и разрушение диска (с началом от паза) при работе двигателя. Для устранения надиров на поверхностях и лучшего монтажа и демонтажа лопатки ее хвостовик покрывается слоем меди или серебра толщиной $0,003 \dots 0,005$ мм, который при запрессовке служит смазкой.

Независимо от типа посадки лопатки необходимо фиксировать от перемещения вдоль паза под действием аэродинамических (перепад давлений), центробежных и случайных сил. Фиксация лопаток может осуществляться различными способами:

- индивидуальными пластинами;
- осевыми и радиальными штифтами;
- кольцами — сплошным или разрезным.

На рис. 3.16, а, б показана фиксация лопатки 3 с помощью пластины 2, фасонная часть которой устанавливается в соответствующее углубление обода диска 1 (или хвостовика лопатки), а края пластины отгибаются на лопатку (или диск). Пластина может быть и не фасонной, а ровной, но с разрезами на краях или уширением (рис. 3.16, г, д). В этом случае фиксация лопатки

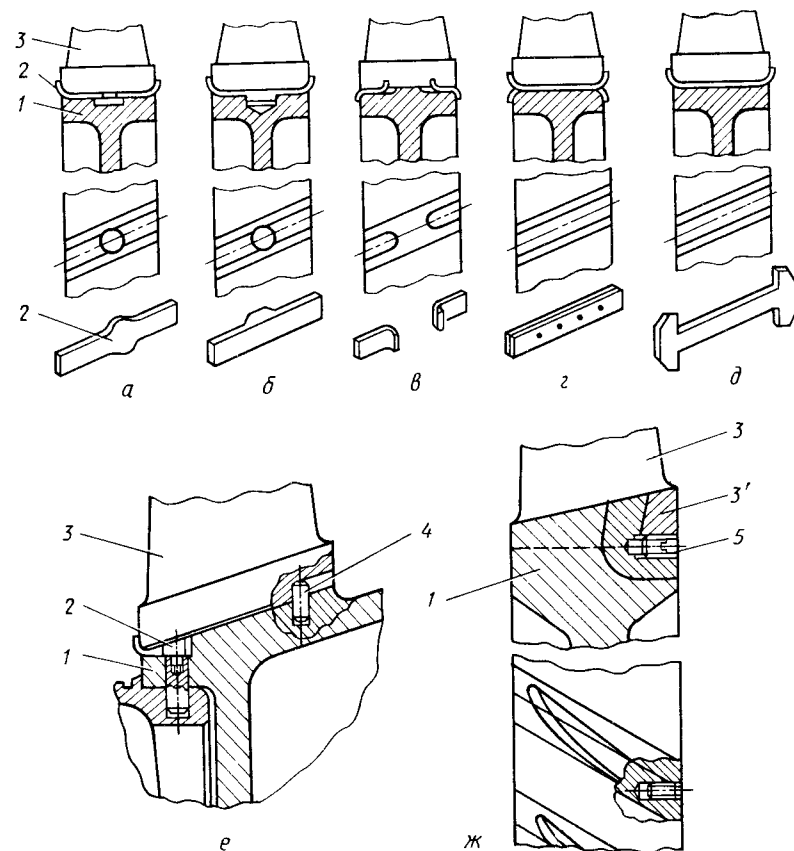


Рис. 3.16. Фиксация рабочих лопаток от смещения в осевом направлении

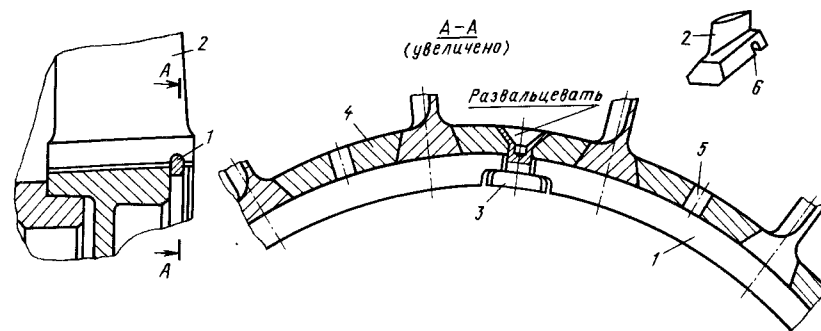


Рис. 3.17. Фиксация рабочих лопаток от смещения в осевом направлении при помощи общего пружинящего разрезного кольца

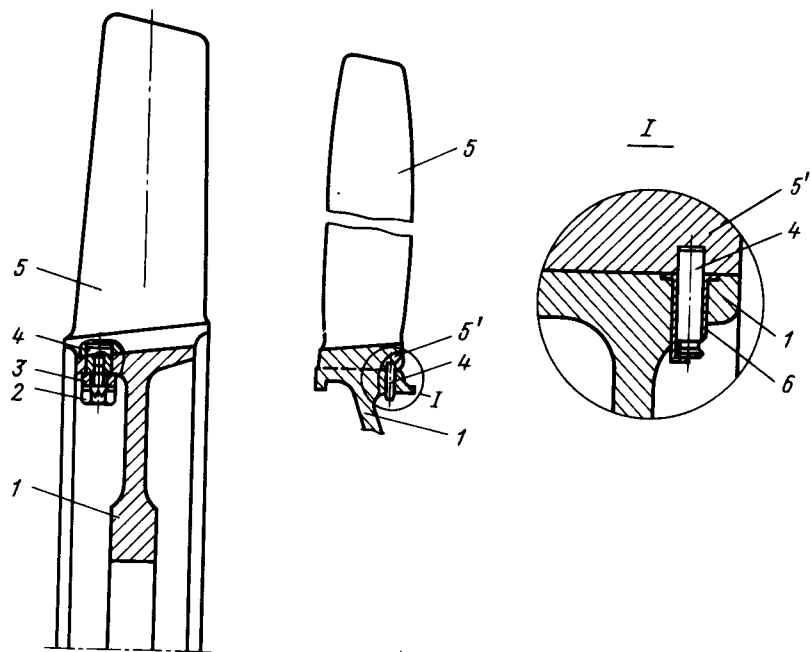


Рис. 3.18. Фиксация лопаток от смещения в осевом направлении радиальными штифтами:

1 — диск; 2 — балансирующий грузик, одновременно удерживающий кольцо 3; 3 — кольцо, предохраняющее штифт от выпадания; 4 — радиальный штифт, фиксирующий лопатку; 5 — рабочая лопатка; 5' — хвостик лопатки; 6 — втулка, контящая штифт

осуществляется путем отгиба концевых элементов пластины как на лопатку, так и на диск или только на диск.

Возможна фиксация от перемещения лопатки в одну сторону отгибной пластиной 2, а в другую сторону — запрессованным штифтом 4 (рис. 3.16, е).

При применении для фиксации гладких или резьбовых штифтов 5 отверстия под них должны выполняться после установки хвостовика лопатки 3' (рис. 3.16, ж) в диск 1.

Использование общего контровочного разрезного кольца 1 (рис. 3.17, см. рис. 3.10, поз. 2) позволяет обеспечить более точное взаимное положение лопаток 2 в одной плоскости, что повышает стабильность балансировки ротора. Разрезное пружинящее кольцо располагается при этом в канавке 6, проточенной в диске 4 и лопатках, прижимается к лопаткам центробежной силой, а от смещения в окружном направлении фиксируется специальным стопором 3, чтобы разрез в кольце не попадал под лопатку. Для сжатия кольца при демонтаже в диске выполнены отверстия 5, куда вводятся цилиндрические стержни.

При больших значениях составляющей центробежной силы, действующей на лопатку и сдвигающей ее вдоль паза, для фиксации применяют радиальные штифты (рис. 3.18), выступы на хво-

стовиках лопаток, а также сочетание сплошного и разрезного колец (рис. 3.19).

Для крепления лопаток вентилятора на диске может использоваться елочный элемент соединения, имеющий один крупный зуб. Данный вид соединения меньше ослабляет диск с небольшим значением относительно диаметра втулки, чем соединение типа «ласточкин хвост».

Еще одним видом соединения лопаток с диском является шарнирное крепление (рис. 3.20). Конструкция данного соединения предусматривает установку лопатки 4 с зазором относительно штифта 2 и обода диска 1. От осевого перемещения штифт фиксируется втулкой 5 и заклепкой 3, развальцованной на втулку 5. Наличие зазоров позволяет лопатке под действием изгибающих моментов от газовых и центробежных сил поворачиваться относительно штифта, установленного в диске с натягом. При этом осуществляется практически полное взаимное уравнивание действующих изгибающих моментов, т. е. напряжения изгиба в лопатке при оценке ее прочности можно не учитывать.

При шарнирном соединении лопаток с дисками устраняются резонансные колебания по низшим формам и вследствие трения проскальзывания в шарнире и существующего аэродинамического демпфирования снижаются вибрационные напряжения по другим формам в два-три раза по сравнению с вибрационными напряжениями в соединениях лопаток с дисками типа «ласточкин хвост».

Для устранения износа и схватывания поверхностей элементов соединения в шарнире применяют твердый смазочный материал

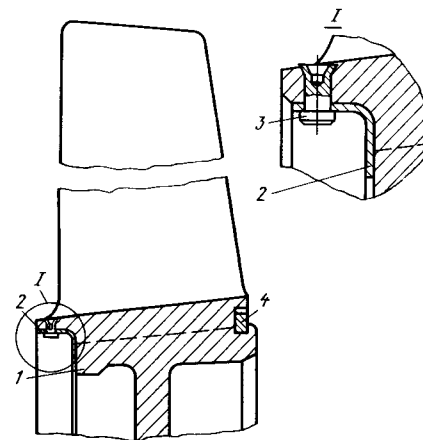


Рис. 3.19. Фиксация лопатки общими сплошным и разрезным кольцами:

1 — диск; 2 — сплошное кольцо; 3 — штифт, контящий кольцо 2 (развальцовывается на диск); 4 — разрезное кольцо

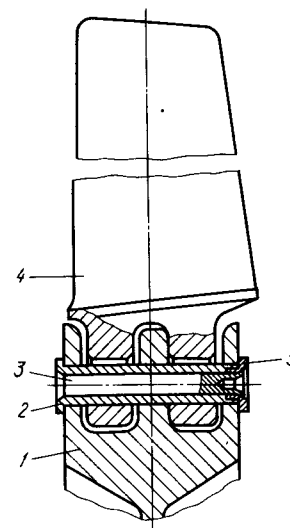


Рис. 3.20. Схема шарнирного крепления лопатки к диску

на основе двусернистого молибдена. Им покрывают проушину лопатки изнутри и с торцов и наружную поверхность штифта, что позволяет лопатке легко поворачиваться в замке. По условиям прочности штифта и проушин шарнирное крепление можно применять лишь при умеренных окружных скоростях на периферии лопаток — не более 320 м/с.

Шарнирное крепление лопаток применяется как на дисках, так и на барабане ротора.

Возможно также такое шарнирное крепление лопатки, в котором относительно диска с зазором устанавливаются и лопатка, и штифт. Данное крепление должно обеспечивать отстройку от резонансных колебаний в более широком диапазоне частот. Однако этот вид соединения требует еще специальных исследований.

3.7. ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ СОЕДИНЕНИЙ ЛОПАТОК С ДИСКАМИ

При проектировании соединения выбираемые конструктивные размеры хвостовиков лопаток и пазов в дисках должны удовлетворять требованиям прочности. С этой целью определяется напряженное состояние элементов соединения, которое зависит от конструкции и действующих сил.

3.7.1. Соединение лопаток с дисками типа «ласточкин хвост»

На элементы соединения действуют центробежная сила от пера и хвостовика лопатки, центробежная сила выступа диска, окружная и осевая составляющие от газодинамических сил потока. Последние две силы вызывают изгиб элемента соединения лопатки, но влияние их незначительно. Поэтому обычно напряженное состояние элементов соединения определяют только от действия центробежных сил. Расчетная схема представлена на рис. 3.21. При расчете соединения типа «ласточкин хвост» определяют:

— напряжение растяжения σ_p в основании межпазового выступа диска (сечение I—I) от центробежных сил массы лопатки и выступа диска;

— напряжения смятия $\sigma_{см}$ на поверхностях контакта лопатки с диском;

— напряжения среза $\tau_{ср II}$ в элементах соединения лопатки по сечению II—II и в диске по сечению III—III ($\tau_{ср III}$) от центробежной силы лопатки.

Напряжение кручения от центробежных сил имеет незначительную величину и им пренебрегают.

Центробежная сила лопатки P_{jl} , которая представляет собой сумму центробежных сил пера и хвостовика, раскладывается на две силы P_1 и P_2 (рис. 3.21). Последняя нагружает элемент, фиксирующий лопатку от перемещения вдоль паза.

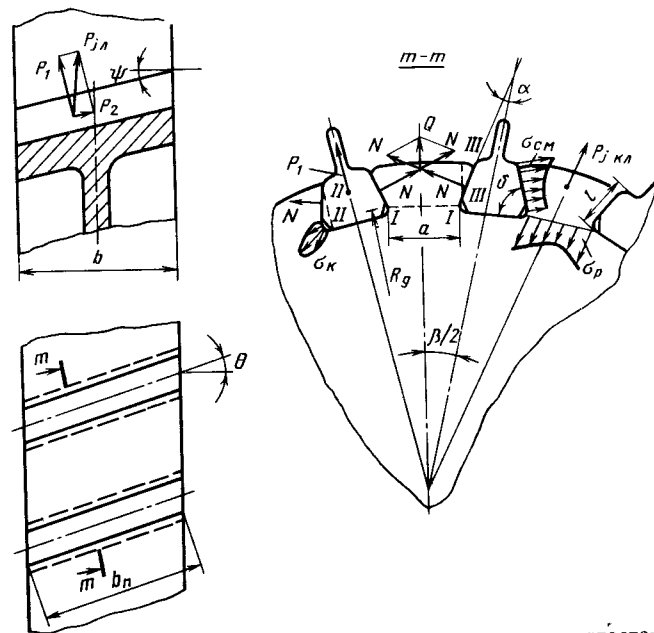


Рис. 3.21. Расчетная схема соединения лопаток с диском типа «ласточкин хвост» при оценке прочности его элементов

Сила P_1 в плоскости $m-m$, перпендикулярной пазу, уравновешивается усилиями N , действующими нормально к боковым контактным поверхностям соединения. Если пренебречь силами трения, то из условия равновесия лопатки можно определить

$$N = \frac{P_{jл} \cos \psi}{2 \sin \alpha}, \quad (3.3)$$

где ψ и α — углы расположения паза и наклона контактных поверхностей к плоскости симметрии.

Если угол $\psi = 0$, то

$$N = \frac{P_{jл}}{2 \sin \alpha}. \quad (3.4)$$

Напряжения смятия на контактных поверхностях соединения лопатки и диска

$$\sigma_{см} = N/(lb_n). \quad (3.5)$$

Здесь l и b_n — длина и ширина контактной поверхности.

На диск в сечении I—I действует сила Q , отрывающая межпазовый выступ и вызывающая напряжения растяжения σ_p .

Сила Q определяется из условия равновесия сил:

$$Q = 2N \sin \left(\alpha + \frac{\beta}{2} \right) + P_{jкл} \quad (3.6)$$

и

$$\sigma_p = \frac{Q}{ab_n}, \quad (3.7)$$

Таблица 3.3

Материал диска	σ_{pI-I} , МПа	σ_{cm} , МПа
Сталь	120 ... 300	200 ... 400
Титановый сплав	80 ... 160	120 ... 280
Алюминиевый сплав	40 ... 80	60 ... 160

где β — угловой шаг (при числе лопаток $z - \beta = \frac{360^\circ}{z}$);

$P_{j\kappa\lambda}$ — центробежная сила выступа; a и b_{Π} — ширина и длина диска в сечении I—I.

Истинное напряжение σ_p необходимо определять с учетом коэффициента концентрации напряжений a_K , зависящего от

радиуса закругления в пазу диска: $\sigma_{\max K} = a_K \sigma_p$, где $a_K = 1,3 \dots 1,8$.

Напряжения среза в элементе соединения лопатки от центробежной силы

$$\tau_{ср II} = \frac{P_{j\lambda}}{2F_{ср. л}} = \frac{P_{j\lambda}}{2h_{ср II} b_{\Pi}}, \quad (3.8)$$

где $h_{ср II}$ — высота элемента соединения в сечении II—II.

Напряжения среза в межпазовом выступе диска от центробежной силы лопатки

$$\tau_{ср III} = \frac{P_{j\lambda}}{2F_{ср. л}} = \frac{P_{j\lambda}}{2h_{ср III} b_{\Pi}},$$

где $h_{ср III}$ — высота выступа диска в сечении III—III.

Допускаемые в соединении напряжения растяжения σ_p и смятия σ_{cm} приведены в табл. 3.3.

Окончательная оценка прочности определяется запасом прочности для каждого вида напряжений отдельно.

3.7.2. Шарнирное соединение лопаток с дисками

Для соединения данной конструкции основной нагрузкой, определяющей прочность его элементов, является центробежная сила от пера и хвостовика лопатки и ребер обода диска. Расчетные схемы соединения изображены на рис. 3.22.

Для оценки прочности элементов соединения определяются:

1) напряжения растяжения σ_p в сечении Б—Б (рис. 3.22, а) проушины лопатки, которые рассчитываются по формуле

$$\sigma_p = \frac{P_{j\lambda} + P_{j\kappa}}{F_{пр}} = \frac{P_{j\lambda} + P_{j\kappa}}{(D - d) \sum_{i=1}^k b_i}, \quad (3.9)$$

где $P_{j\lambda}$ — центробежная сила пера лопатки; $P_{j\kappa}$ — центробежная сила части хвостовика, расположенной выше сечения Б—Б; $F_{пр}$ — площадь сечения Б—Б проушины; D — наружный диаметр проушины; b_i — толщина i -го ребра проушины лопатки; d — внутренний диаметр проушины; k — число ребер проушины лопатки.

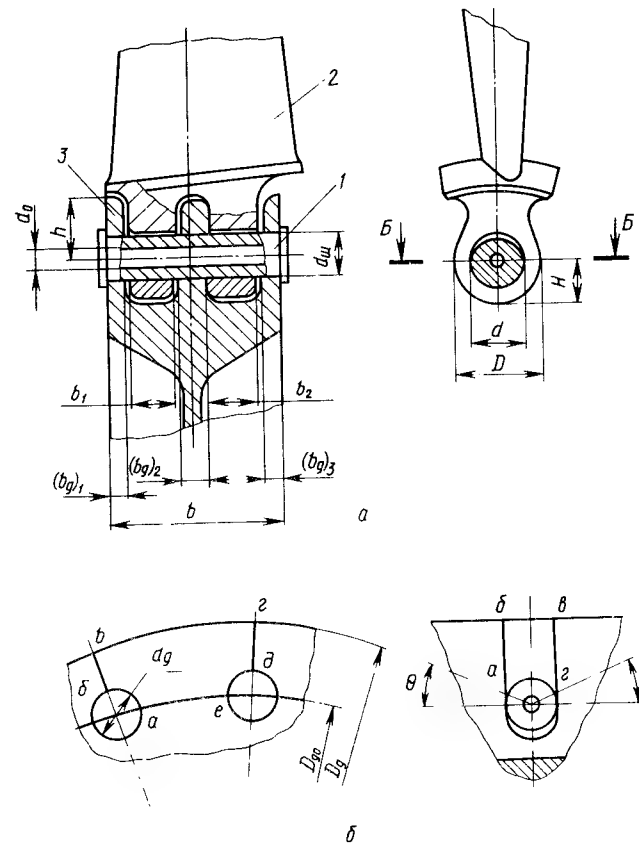


Рис. 3.22. Расчетные схемы шарнирного соединения лопаток с диском при оценке прочности его элементов

Для лопаток из стали максимальная величина напряжений растяжения достигает $2000 \cdot 10^5$ Па, из титанового сплава — $1500 \cdot 10^5$ Па;

2) максимальные контактные напряжения исходя из условия, что значения коэффициентов Пуассона контактирующих материалов одинаковы:

$$\sigma_K = 0,798 \sqrt{\frac{p \frac{d - d_{\text{м}}}{dd_{\text{м}}}}{(1 - \mu^2) \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)}}. \quad (3.10)$$

Здесь p — нагрузка на единицу длины линии контакта

$$p = \frac{P_{j\lambda}}{\sum_{i=1}^k b_i}, \quad (3.11)$$

где P_{jl} — центробежная сила всей лопатки; E_1 и E_2 — модули упругости контактирующих материалов; μ — коэффициент Пуассона; $d_{ш}$ — диаметр штифта.

Контактные напряжения в штифте и проушине лопатки составляют $(6500 \dots 8000) \cdot 10^5$ Па;

3) напряжение растяжения в ослабленном окружном сечении обода диска, проходящем через оси отверстий под штифты (расчетная схема дана на рис. 3.22, б):

$$\sigma_p^d = \frac{\sum P_j}{\left(\frac{\pi}{m} D_{д.о} - d_{ш}\right) \sum_i^s (b_{д})_i}, \quad (3.12)$$

где $D_{д.о}$ — диаметр окружности, представляющей собой геометрическое место центров отверстий под штифты в ободе диска; $d_{ш}$ — диаметр отверстия под штифт в ободе диска; $(b_{д})_i$ — толщина i -го ребра проушины обода диска; s — число ребер проушины обода диска; m — число лопаток на ободе диска; $\sum P_j$ — суммарная сила растяжения

$$\sum P_j = P_{jl} + P_{jm} + \sum_{i=1}^s P_{jd}, \quad (3.13)$$

где P_{jm} — центробежная сила штифта; P_{jd} — центробежная сила участка $a, б, в, г, д, е$ i -го ребра проушины обода диска.

Номинальные напряжения растяжения в ослабленном окружном сечении обода диска равны примерно $(1500 \dots 2500) \cdot 10^5$ Па;

4) напряжения смятия $\sigma_{см}$ между штифтом и диском

$$\sigma_{см} = \frac{P_{jl} + P_{jm}}{d_{ш} \sum_{i=1}^s (b_{д})_i}. \quad (3.14)$$

Здесь $\sum_{i=1}^s (b_{д})_i$ — суммарная ширина обода диска.

Для дисков из стали напряжения смятия составляют $(2000 \dots 4500) \cdot 10^5$ Па. При выполнении дисков из титанового сплава напряжения смятия равны $(1800 \dots 4000) \cdot 10^5$ Па. При этом необходимо учитывать, что штифт изготавливается из стали;

5) напряжение среза в ободе диска

$$\tau_{ср.д} = \frac{\sum P_{jc} \cos \theta}{(2h - d_{ш} \sin \theta) \sum_{i=1}^s (b_{д})_i}, \quad (3.15)$$

где $\theta = \arcsin \frac{d_{ш}}{2h}$, а h — расстояние от оси отверстия под штифт до наружной окружности кольцевого ребра обода диска; $\sum P_{jc}$ — суммарная сила среза, равная

$$\sum P_{jc} = P_{jl} + P_{jm} + \sum_{i=1}^s (P_{jo})_i = 1,025 (P_{jl} + P_{jm}). \quad (3.16)$$

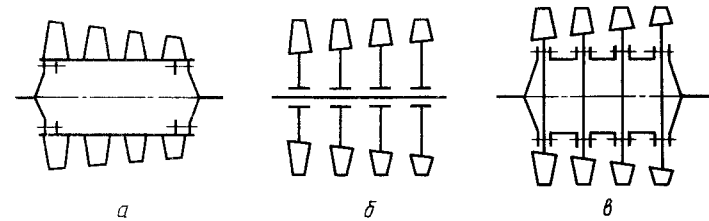


Рис. 3.23. Типы роторов компрессора

Здесь $\sum_{i=1}^s (P_{jo})_i$ — центробежная сила участка $a, б, в, г$ i -го кольцевого ребра обода диска.

Напряжение среза в ободе диска может составлять $(1000 \dots 1600) \cdot 10^5$ Па.

6) напряжение среза в штифте

$$\tau_{ср.ш} = \frac{P_{jl} + P'_{jm}}{n_0 \frac{\pi}{4} (d_{ш}^2 - d_0^2)}, \quad (3.17)$$

где P'_{jm} — центробежная сила участка штифта длиной, равной

суммарной ширине проушины замка лопатки $\left(\sum_i^k b_i\right)$; d_0 — диаметр внутреннего отверстия в штифте; n_0 — число плоскостей среза. Напряжение среза в штифте достигает $(1000 \dots 1800) \cdot 10^5$ Па.

3.8. РОТОРЫ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

По конструкции элементов, к которым крепятся рабочие лопатки, различают следующие типы роторов осевых компрессоров: барабанный (а), дисковый (б) и смешанный — барабано-дисковый (в) (см. рис. 3.23).

3.8.1. Ротор барабанного типа

Ротор барабанного типа представляет собой барабан, на котором крепятся лопатки и две боковые крышки с цапфами, с помощью которых ротор опирается на подшипники (рис. 3.24, а). В зависимости от закона профилирования проточной части барабан может иметь цилиндрическую или коническую форму. Для крепления лопаток на его поверхности прорезаются кольцевые или продольные фасонные пазы (рис. 3.24, б, в). При продольных пазах число лопаток во всех ступенях одинаковое, что не позволяет обеспечить максимальную напорность в каждой ступени. Однако такое расположение лопаток удобно для их монтажа и демонтажа, а изготовление продольных пазов проще, чем кольцевых. Расстояние между лопатками обеспечивается специальными проставками 3.

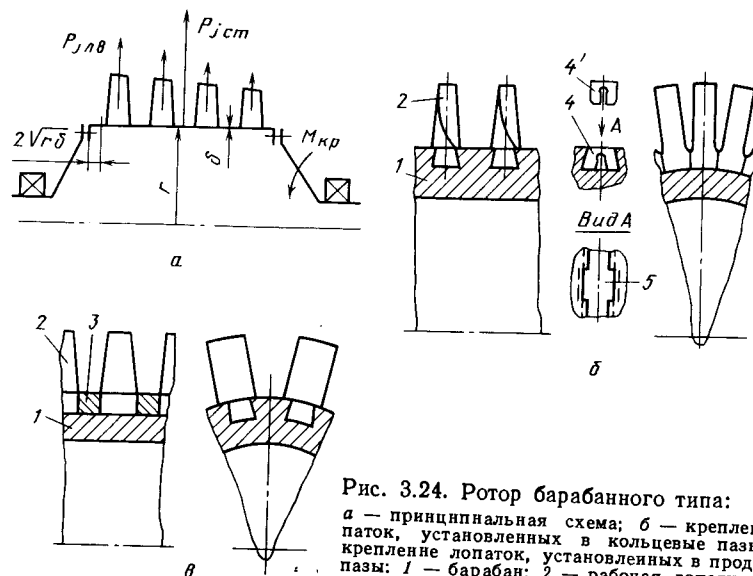


Рис. 3.24. Ротор барабанного типа:
а — принципиальная схема; б — крепление лопаток, установленных в кольцевые пазы; в — крепление лопаток, установленных в продольные пазы: 1 — барабан; 2 — рабочая лопатка; 3, 4 — проставка; 4' — проставка до постановки в паз; 5 — отверстие в пазу

Использование в конструкции кольцевых пазов позволяет устанавливать различное число лопаток в ступени, но монтаж и демонтаж их сложнее, чем в роторе с продольными пазами. Это объясняется трудностями крепления последней вводимой в кольцевой паз через отверстие 5 лопатки специальной проставкой 4 (рис. 3.24, б). При кольцевых пазах выступы замков являются как бы ребрами, подкрепляющими барабан. Вследствие этого при одинаковой массе барабан с кольцевыми пазами прочнее барабана с продольными пазами.

При работе двигателя барабан нагружен центробежными силами от масс лопаток и стенок собственно барабана, а при эволюциях самолета — дополнительными массовыми силами. Крутящий момент к каждой ступени передается через стенку барабана. Достоинство ротора барабанного типа: простота конструкции и, следовательно, простота изготовления, большая поперечная (изгибная) жесткость и, как следствие, высокая критическая частота вращения.

Недостатком ротора данного типа является его низкая несущая способность, допускающая окружные скорости на среднем диаметре лопаток не более 200 ... 250 м/с. Следовательно, ротор барабанного типа — тихоходный, и для получения необходимой степени повышения давления в компрессоре должно быть большое число ступеней. Это ведет к увеличению массы, что противоречит одному из основных требований, предъявляемых к компрессорам, — обеспечению минимальной удельной массы $m_{к. уд.}$

Ротор барабанного типа используется в вентиляторе и подпорных ступенях, расположенных за вентилятором, в ТРДД с большой степенью двухконтурности.

Если на внутренней поверхности барабана выполнить подкрепляющие ребра, то прочность и несущая способность его повысится. Роторы подобного типа могут применяться в малоразмерных маломощных двигателях.

3.8.2. Оценка прочности ротора барабанного типа

В компрессорах ГТД цилиндрическая или коническая часть ротора барабанного типа имеет небольшую толщину стенки — $\delta < 0,1 r$ (см. рис. 3.24, а). Поэтому при оценке его прочности барабанный участок можно рассматривать как свободно вращающееся кольцо, нагруженное центробежной силой собственной массы и масс закрепленных на нем лопаток.

Определяются напряжения разрыва по образующей. Влиянием торцевых дисков, увеличивающих жесткость ротора, пренебрегают. При расчете принимают следующие допущения:

1) расчет производится в месте, удаленном от торцевого диска на расстоянии не менее $2\sqrt{r\delta}$, что позволяет не учитывать увеличения жесткости и прочности барабана (рис. 3.24, а);

2) принимается, что центробежная сила лопаток и их хвостиков равномерно распределяется по окружности барабана;

3) считается, что напряжения равномерно распределены по толщине стенки барабана (что справедливо для тонкого кольца);

4) напряжениями, возникающими в барабане от крутящего момента, пренебрегают ввиду их малости;

5) перепад температуры по толщине стенки не учитывают. Расчет проводится для максимальных оборотов.

Из барабанного участка плоскими сечениями А—А и В—В, перпендикулярными к оси вращения, выделим кольцевой элемент шириной, равной осевому шагу x между лопатками (рис. 3.25, а, б). Из кольца вырежем элемент, ограниченный плоскостями, проходящими через ось вращения и составляющими между собой бесконечно малый угол $d\varphi$ (рис. 3.25, в).

Центробежная сила элемента кольца стенки барабана

$$dP_{J ст} = \rho f r^2 \omega^2 d\varphi, \quad (3.18)$$

где ρ — массовая плотность материала барабана; f — площадь сечения кольца стенки барабана вдоль образующей (между сечениями А—А и В—В); r — радиус центра масс элемента; ω — угловая скорость барабана.

Так как $r^2 \omega^2 = u^2$ — окружная скорость центра масс элемента кольца, то

$$dP_{J ст} = \rho f u^2 d\varphi. \quad (3.19)$$

При определении площади элемента $f = x\delta$ необходимо правильно определить толщину стенки барабана δ . Для барабана

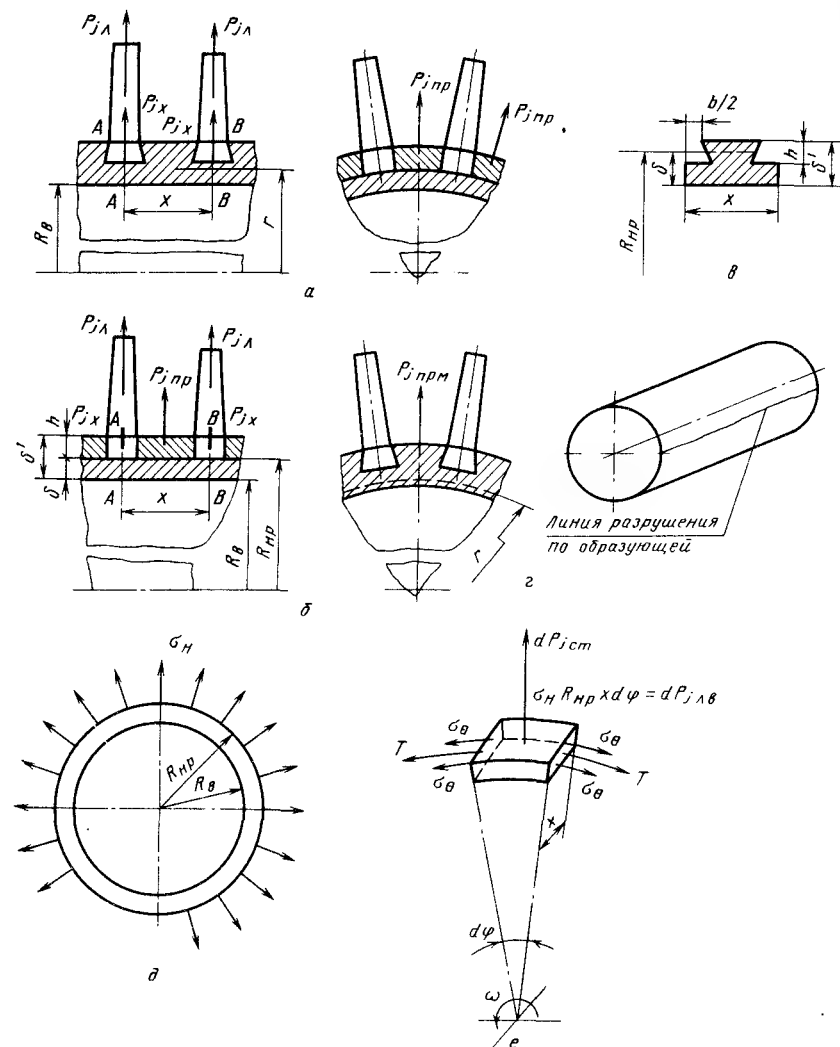


Рис. 3.25. Расчетная схема для оценки прочности барабана

с продольными пазами для крепления рабочих лопаток $\delta = R_{н.р} - R_{в}$, где $R_{н.р}$ — внешний расчетный, а $R_{в}$ — внутренний радиус стенки барабана. За $R_{н.р}$ принимаем радиус цилиндрической поверхности, касательной к внутренней поверхности пазов (рис. 3.25, б).

Для барабана с кольцевыми пазами для крепления рабочих лопаток (рис. 3.25, а) определяется его приведенная толщина (рис. 3.25, в), так как перемычки между пазами повышают прочность барабана при разрыве по образующей (рис. 3.25, г). Из равенства $\delta x = \delta' x - bh$, где b — средняя ширина паза под

лопатки, следует, что $\delta = \delta' - bh/x$. По расчетной толщине находим внешний расчетный радиус $R_{н.р}$ стенки барабана.

При $R_{в}/R_{н.р} \geq 0,8$ с точностью до 0,5 % радиус центра масс кольца можно определять по формуле

$$r = \frac{R_{н.р} + R_{в}}{2}.$$

Интенсивность радиальной нагрузки, действующей на поверхность выделенного элемента, от центробежной силы лопаточного венца обозначим через $\sigma_{н}$ (рис. 3.25, д):

$$\sigma_{н} = \frac{P_{jл.в}}{2\pi R_{н.р} x}. \quad (3.20)$$

Центробежная сила лопаточного венца — масс лопаток и элементов их крепления, действующая на цилиндрической поверхности выделенного элемента,

$$dP_{jл.в} = \sigma_{н} R_{н.р} x d\varphi. \quad (3.21)$$

Центробежная сила лопаточного венца

$$P_{jл.в} = z (P_{jл} + P_{jх} + P_{jпр} + P_{jпрм}), \quad (3.22)$$

где z — число лопаток и проставок между ними; $P_{jл}$, $P_{jх}$, $P_{jпрм}$, $P_{jпр}$ — центробежные силы масс пера и хвостовика лопатки, перемычки и проставки соответственно:

$$P_{jл} = m_{л} R_{ц.л} \omega^2; \quad P_{jх} = m_{х} R_{ц.х} \omega^2;$$

$$P_{jпр} = m_{пр} R_{ц.пр} \omega^2; \quad P_{jпрм} = m_{прм} R_{ц.прм} \omega^2.$$

В данных формулах $m_{л}$, $m_{х}$ — масса пера и хвостовика лопатки; а $m_{пр}$, $m_{прм}$ — масса проставки и перемычки; $R_{ц.л}$, $R_{ц.х}$, $R_{ц.пр}$ и $R_{ц.прм}$ — расстояния от центра масс указанных элементов лопаточного венца до оси вращения.

От действия центробежных сил $dP_{jст}$ и $dP_{jл.в}$ на радиальных гранях рассматриваемого элемента возникают нормальные напряжения, σ_{θ} , действующие в окружном направлении, образуя на каждой грани тангенциальные силы $T = \sigma_{\theta} f$.

Исходя из условия равновесия выделенного элемента, запишем уравнение равновесия

$$dP_{jст} + dP_{jл.в} - 2T \sin \frac{d\varphi}{2} = 0. \quad (3.23)$$

Ввиду малости угла $d\varphi$ допустимо $\sin \frac{d\varphi}{2}$ заменить $\frac{d\varphi}{2}$.

Раскрывая входящие в уравнение значения величин, получим уравнение равновесия в виде

$$\rho f u^2 d\varphi + \sigma_{н} R_{н.р} x d\varphi - 2\sigma_{\theta} f \frac{d\varphi}{2} = 0.$$

После сокращения на $d\varphi$ и преобразования

$$\sigma_{\theta} = \rho u^2 + \sigma_{н} \frac{R_{н.р}}{\delta} \quad (3.24)$$

Таблица 3.4

Материал	$\sigma_{\theta c}$, МПа					σ_B , МПа	σ_T , МПа, при 250 °C
	u , м/с						
	100	150	200	250	300		
Сталь $\rho \approx 8 \cdot 10^3$, кг/м ³	80	180	320	500	720	1000 ... 1100	500
Алюминиевый сплав $\rho = 2,8 \cdot 10^3$, кг/м ³	28	63	112	175	252	440	100
Титановый сплав $\rho = 4,5 \cdot 10^3$, кг/м ³	45	101	180	281	405	1000 ... 1100	380

или, подставив выражение для σ_n , получим

$$\sigma_{\theta} = \rho u^2 + \frac{P_{j \text{ л. в.}}}{2\pi x \delta} = \rho u^2 + \frac{P_{j \text{ л. в.}}}{2\pi f}. \quad (3.25)$$

Если обозначить $\rho u^2 = \sigma_{\theta c}$ и $\frac{P_{j \text{ л. в.}}}{2\pi f} = \sigma_{\theta \text{ л. в.}}$, то

$$\sigma_{\theta} = \sigma_{\theta c} + \sigma_{\theta \text{ л. в.}} \quad (3.26)$$

Здесь $\sigma_{\theta c}$ — напряжения в кольце, вызванные центробежными силами масс собственно барабана; $\sigma_{\theta \text{ л. в.}}$ — напряжения в кольце, вызванные центробежными силами масс лопаток и элементов их крепления.

В табл. 3.4 даны значения напряжений $\sigma_{\theta c}$ в зависимости от окружной скорости для разных материалов.

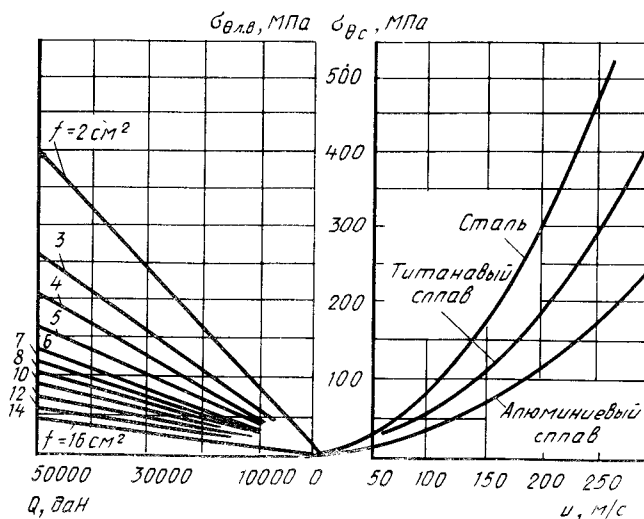


Рис. 3.26. Номограмма для определения напряжений $\sigma_{\theta c}$ и $\sigma_{\theta \text{ л. в.}}$ в стенке барабана в зависимости от центробежных сил, окружной скорости и вида материала

Окружные напряжения $\sigma_{\theta \text{ л. в.}}$ зависят от толщины барабана и интенсивности радиальной нагрузки, определяемой центробежной силой масс лопаток и элементов их крепления.

На рис. 3.26 дана номограмма [31] для определения напряженного состояния стенки барабана с лопатками и без них, где Q — полная центробежная сила лопаточного венца, равная $P_{j \text{ л. в.}}$. Более точно Q следует определять как сумму Q_1 и Q_2 , где Q_1 и Q_2 — центробежные силы половины лопаточных венцов соседних ступеней, а именно:

$$Q = Q_1 + Q_2 = \frac{P'_{j \text{ л. в.}}}{2} + \frac{P''_{j \text{ л. в.}}}{2}.$$

Оценка прочности ротора барабанного типа производится исходя из допускаемого запаса прочности:

$$n = \frac{\sigma_B}{\sigma_{\theta \text{ макс}}}.$$

3.8.3. Ротор дискового типа

Ротор дискового типа состоит из последовательно расположенных дисков, непосредственно не связанных между собой (рис. 3.27). На внешней части дисков (ободу) крепятся рабочие лопатки. Диски имеют центральные отверстия и из условий прочности выполняются с развитой ступицей (часть полотна диска около отверстия).

Ступица служит для соединения с валом, от которого крутящий момент с турбины передается каждому диску отдельно. Таким образом, ротор дискового типа состоит из дисков 8, лопаток 1 и вала 5.

Полотно диска специальным образом профилируется — утоньшается к ободу — для получения минимальной массы при обеспечении необходимой долговечности. Иногда для упрочнения производства полотно диска выполняют постоянной толщины.

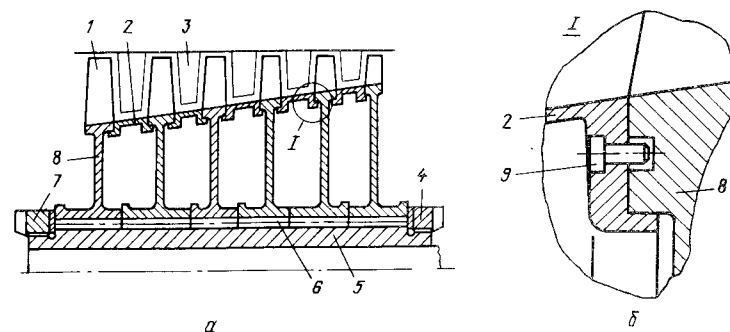


Рис. 3.27. Ротор дискового типа:

а — конструктивная схема ротора; б — фиксация трактовых колец от проворачивания в окружном направлении; 1 — рабочая лопатка; 2 — трактовое кольцо; 3 — лопатка направляющего аппарата; 4, 7 — гайки, стягивающие диски; 5 — вал; 6 — шлицы; 8 — диски; 9 — штифт, фиксирующий трактовое кольцо от проворачивания

Кроме того, уменьшение массы и хорды лопаток, а следовательно, и обода дисков от первых к последним ступеням компрессора позволяет уменьшить также и толщину дисков в этом же направлении. Для увеличения вибропрочности дисков последних ступеней толщина их полотна может быть увеличена.

Соединение диска с валом должно обеспечивать их надёжную центровку (соосность), осевую фиксацию и передачу крутящего момента на всех режимах эксплуатации. Нарушение центровки диска относительно вала приводит к нарушению уравновешенности (разбалансировке), повышению вибрации ротора, изменению зазора между ротором и корпусом, а при определенных условиях — их касанию и повреждению ротора. В случае несоблюдения осевой фиксации дисков относительно вала возможно касание ротора о статор и останов двигателя.

Для фиксирования осевого положения дисков относительно вала используются кольцевые буртики, проставки — трактовые кольца и другие элементы.

Передача крутящего момента в роторах дискового типа. Передача крутящего момента от вала к дискам возможна несколькими способами: при помощи шлиц, трения и призонных болтов.

При передаче крутящего момента с помощью трения диски должны устанавливаться на вал с большим натягом, чтобы обеспечить надёжную работу соединения на любых режимах эксплуатации двигателя. Однако большая величина натяга вызывает дополнительные напряжения в диске и создает трудности при сборке. В связи с этим передача крутящего момента трением в компрессорах современных ГТД не находит применения.

При передаче крутящего момента шлицами возможно использование одного из следующих видов шлиц: эвольвентных, прямоугольных и трапецевидных, боковые грани которых расположены по радиусу (рис. 3.28).

При использовании эвольвентных шлиц центровка диска относительно вала осуществляется по боковым поверхностям шлиц. При работе под действием центробежных сил и температуры ступица диска деформируется, и для сохранения центровки в шлицевом соединении необходимо обеспечивать большой натяг. Это вносит неудобства при сборке и особенно при разборке ротора. Для устранения этого недостатка центровку целесообразно осуществлять путем использования специальных центрирующих поясков 4 (рис. 3.28), гибкой ступицы 3 (рис. 3.29) или трапецевидных шлиц (см. рис. 3.28, в). Последние получили также название теплостойких, так как обеспечивают сохранение центровки независимо от силовых и температурных деформаций ступицы, приводящих к взаимному перемещению в радиальном направлении.

Использование в конструкции диска гибкой ступицы позволяет за счет ее деформации (рис. 3.29, II) сохранить при работе посадку по шлицам неизменной. В вентиляторах ТРДД для крепления диска 3 к валу 1, центровки и передачи крутящего момента

применяются призонные болты 2 (рис. 3.30). При этом следует правильно подбирать их количество и размеры.

Достоинства дисковых роторов:

— дисковые роторы обладают большей несущей способностью, чем барабанные, и допускают на среднем диаметре лопаток окружные скорости 400 ... 450 м/с, т. е. дисковый ротор является высоконапорным;

— диаметр турбины хорошо согласуется с диаметром компрессора, что способствует получению двигателем приемлемых диаметральных габаритных размеров;

— число лопаток на разных ступенях выбирается оптимальным.

Недостатки дисковых роторов:

— малая изгибная и крутильная жесткость. Для ее увеличения вал необходимо выполнять значительного диаметра, а следовательно, увеличивать толщину ступиц дисков и утяжелять конструкцию ротора в целом;

— вследствие малой жесткости повышенная склонность к возбуждению колебаний дисков. Для предотвращения их резонансных колебаний между ободами дисков под лопатками направляющих аппаратов устанавливают кольцевые проставки — трактовые кольца, которые не участвуют в передаче крутящего момента. Трактовые кольца ограничивают проточную часть компрессора, позволяют использовать консольные лопатки направляющего аппарата;

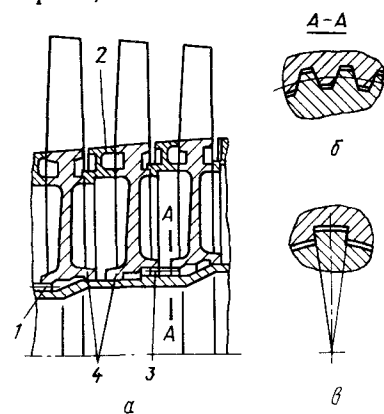


Рис. 3.28. Ротор дискового типа с передачей $M_{кр}$ от вала к дискам шлицами: а — продольный разрез ротора; б — профиль эвольвентных шлиц; в — профиль трапецевидных шлиц (боковые плоскости, образующие трапецевидные поверхности, пересекаются на оси вала); 1, 3 — эвольвентные шлицы; 2 — междисковые проставки; 4 — центрирующие пояски дисков

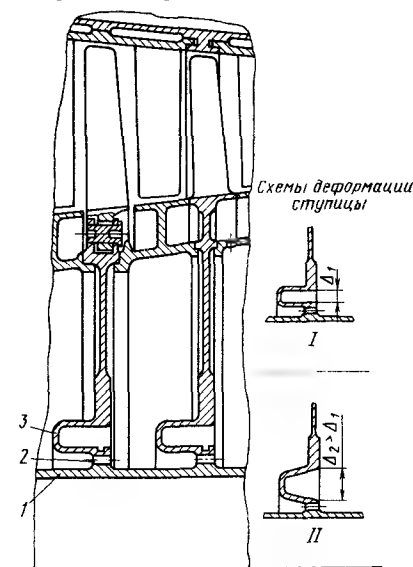


Рис. 3.29. Диски компрессора с гибкой ступицей:

I — при отсутствии вращения; II — при вращении; 1 — вал ротора; 2 — эвольвентные шлицы; 3 — гибкая ступица диска

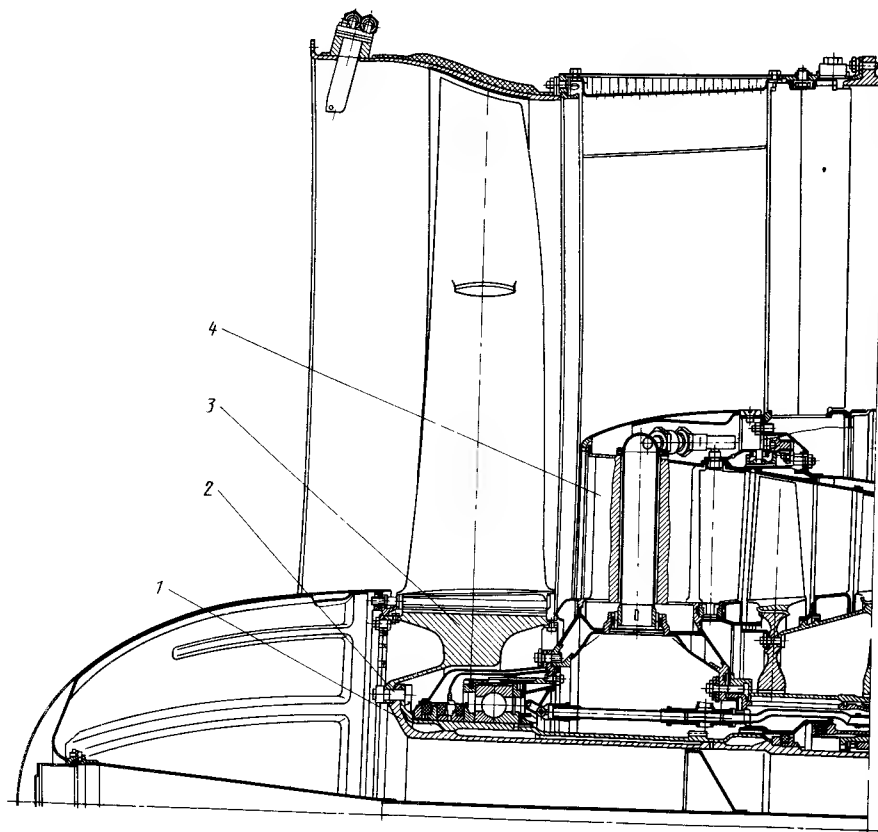


Рис. 3.30. Соединение диска вентилятора с валом:
1 — вал ротора вентилятора; 2 — призонный болт; 3 — диск; 4 — дополнительный промежуточный корпус

— меньшая, чем у барабана, жесткость конструкции требует обязательного применения двух опор для ротора компрессора.

3.8.4. Ротор смешанного или барабанно-дискового типа

Ротор смешанного или барабанно-дискового типа (рис. 3.31, 3.32, см. рис. 3.5; 3.10) имеет в своей конструкции и диски, и барабанные участки и поэтому сочетает достоинства двух рассмотренных выше типов роторов. Ротор смешанного типа состоит из отдельных секций, включающих в себя либо диск с развитым цилиндрическим (или коническим) буртом (рис. 3.31, поз. 1), выполненный совместно с диском, либо диск и отдельную кольцевую проставку (рис. 3.32, поз. 2), передающую крутящий момент. Ширина бурта или проставки определяется расстоянием между дисками. Секции соединяются между собой, и бурты или проставки образуют барабан. К передним и задним дискам крепятся

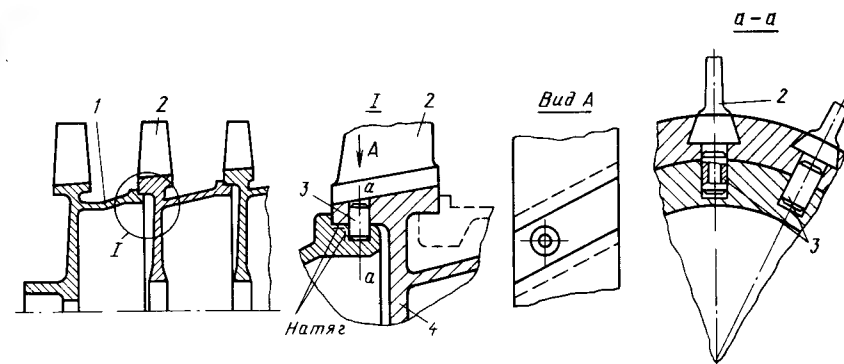


Рис. 3.31. Ротор барабанно-дискового типа:

1 — развитый бурт; 2 — рабочая лопатка; 3 — радиальный штифт; 4 — диск

цапфы. Для получения высокой жесткости, надежной передачи крутящего момента и центровки целесообразно применять диски с буртами, которые следует располагать на возможно большем радиусе. Однако использование подобных секций существенно усложняет производство. Кроме того, кольцевые бурты дополнительно нагружают диски. Для устранения этого недостатка место расположения буртов определяется из условия равенства радиальных деформаций диска и бурта, что позволяет их взаимно разгрузить.

Ротор, состоящий из дисков и кольцевых проставок, проще в изготовлении, но имеет большее число разъемов, что снижает его жесткость и увеличивает массу по сравнению с ротором, использующим диски с буртами.

Для предотвращения вибраций дисков большего диаметра при соединении их проставками вблизи обода в полоте диска выполняют центральное отверстие со ступицей. Это существенно повышает его жесткость и устраняет возможность возникновения опасных колебаний, как у закрепленной по краю круглой мембраны.

К соединениям секций в роторах барабанно-дискового типа предъявляются следующие основные требования:

— надежная передача крутящего момента от секции к секции;

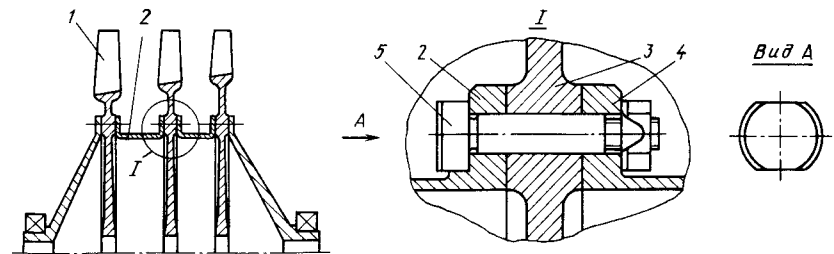


Рис. 3.32. Ротор барабанно-дискового типа:

1 — рабочая лопатка; 2, 4 — проставки; 3 — диск; 5 — призонный болт

— сохранение центровки в течение всей продолжительности эксплуатации двигателя;

— нераскрытие стыков соединения при всех условиях эксплуатации.

Соединение секций в роторах смешанного типа довольно разнообразно. Все типы роторов можно разделить на два класса — разъемные и неразъемные (в условиях эксплуатации и эксплуатационного ремонта).

В **неразъемных роторах** секции соединяются при помощи радиальных штифтов 3 и натяга (см. рис. 3.31; рис. 3.10) и методом сварки (рис. 3.33).

При соединении секций радиальными штифтами борт, барабанный участок, одного диска запрессовывается в обод другого. Перед напрессовкой охватывающий диск нагревается до температуры примерно на 50 °С выше рабочей на максимальном режиме в полете. Это делается для того, чтобы сохранить натяг в месте соединения дисков в любых условиях эксплуатации. Для запрессовки штифтов в каждой паре сочленяющихся дисков сверлят и развешивают в пазах для лопаток глухие, если нельзя удалить стружку, или сквозные отверстия. В случае установки штифтов в глухие отверстия для их разгрузки из полости под штифтами удаляется воздух. Для этого штифты выполняются полыми при диаметре более 5 мм или со срезанной фаской при диаметре менее 5 мм (см. рис. 3.31). В роторе подобной конструкции штифты передают крутящий момент и обеспечивают, благодаря радиальному расположению, сохранение центровки секций в случае ее нарушения по цилиндрическим поясам (потери натяга в эксплуатации при выполнении секций из материалов с различными коэффициентами линейного удлинения). Возможность расположения барабанных участков на большом радиусе (исходя из условия прочности) позволяет получить прочный и очень жесткий ротор, а также разместить большое число штифтов малого диаметра. Толщина стенок барабанных выступов и дисков получается небольшой даже при больших диаметрах ротора, и поэтому масса его практически не превышает массу барабанного ротора, но $m_{к. уд}$ получается существенно меньше.

Однако ротор с соединением секций с помощью штифтов имеет и недостатки:

— трудность выполнения дисков за одно целое с развитыми барабанными буртами;

— неразъемность конструкции в условиях эксплуатации.

Правда, необходимо отметить, что переход на эксплуатацию по техническому состоянию предусматривает замену либо всего ротора, либо компрессора в целом. В связи с этим целесообразно использовать сварные роторы.

Сварные роторы имеют наименьшую массу и наибольшую жесткость из всех возможных конструктивных типов роторов.

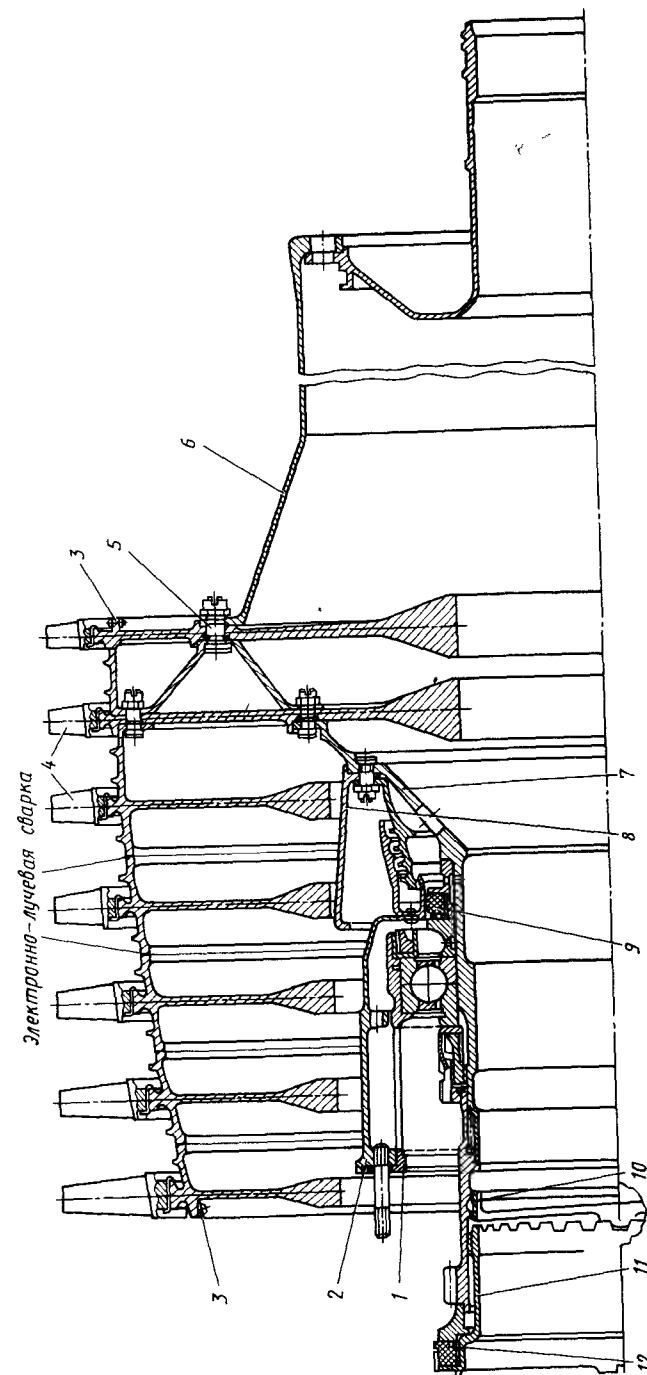


Рис. 3.33. Комбинированный неразъемно-разъемный ротор:
1 — упругий стакан — «белые колес»; 2 — корпус опоры ротора компрессора; 3 — баландировочные грузики; 4 — рабочие лопатки;
5 — призонный болт; 6 — вал ротора компрессора; 7 — цапфа ротора компрессора; 8 — экран; 9, 12 — графитовые уплотнения; 10 — замок гайки 11

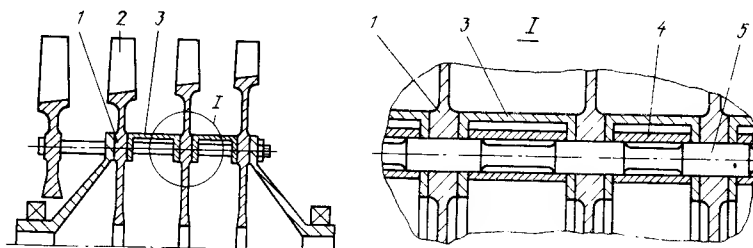


Рис. 3.34. Ротор барабанно-дискового типа с длинными призонными болтами для стягивания дисков

При использовании неразъемных роторов для обеспечения сборки компрессора корпус направляющих аппаратов должен иметь разъем в плоскости оси двигателя (т. е. продольный разъем).

Разъемные роторы отличаются конструктивным выполнением соединения секций и передачи крутящего момента от ступени к ступени. Наиболее часто используются соединения при помощи призонных болтов и торцевых шлиц со стяжным болтом (болтами).

В роторах с первым типом соединения (см. рис. 3.32) передача крутящего момента и центровка осуществляются призонными болтами.

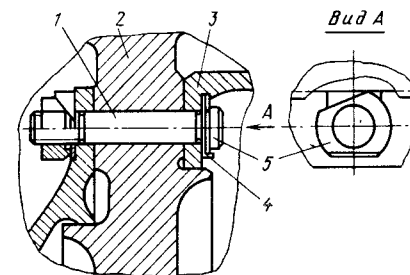
Секции могут состоять из диска 3 с лопатками 1 и барабанной проставки с фланцами 2, 4 (см. рис. 3.32) или из сочетания секций, состоящих из диска с двухсторонними барабанными участками, имеющими фланцы, и другой секции, включающей только диск.

Конструкция такого ротора обладает рядом противоречивых характеристик. Так, наличие фланцев повышает жесткость ротора, а большое число разъемов в то же время ее уменьшает. Кроме того, фланцы увеличивают массу конструкции. Однако соединение секций с помощью призонных болтов позволяет осуществлять их последовательный монтаж и демонтаж и использовать корпус лопаток направляющих аппаратов с вертикальными разрезами (в плоскости, перпендикулярной оси двигателя). Вертикальные разрезы обеспечивают более равномерный по окружности радиальный зазор между рабочими лопатками и корпусом (вследствие его одинаковой окружной жесткости). Это позволяет устанавливать меньшую величину радиального зазора, чем в случае компрессора с продольным разъемом корпуса.

Для соединения секций ротора могут применяться как короткие, так и длинные призонные болты. Короткие болты стягивают две соседние секции (см. рис. 3.32; 3.5), длинные — несколько секций одновременно (рис. 3.34). При использовании длинных призонных болтов 5 для повышения жесткости ротора и обеспечения одновременного прижатия по стыкам всех смежных деталей применяются распорные втулки 4, внутри которых располагаются болты. Сами болты выполняются призонными не по всей длине, а только на участках сопряжения с диском 1, несущим ло-

Рис. 3.35. Фиксация призонного болта от смещения в осевом направлении при монтаже диска:

1 — призонный болт; 2 — диск; 3 — проставка; 4 — контрольная шайба (загибается в положении болта на упоре); 5 — головка призонного болта со срезам



патки 2, фланцами барабанных проставок 3 и распорных втулок 4 (для центровки). Это упрощает и повышает точность изготовления болтов данной конструкции, а следовательно, повышает надежность работы ротора.

Отверстия для призонных болтов либо сверлят и развертывают совместно в сопрягаемых секциях, либо выполняют с помощью кондукторов. Для предотвращения выпадения болтов при сборке — последовательном монтаже деталей — на них устанавливаются специальные шайбы, разрезные колечки, используются фасонные головки (рис. 3.35).

Для получения легких конструкций — тонких фланцев, тонких дисков — элементы ротора данного типа наиболее целесообразно выполнять из стали или титановых сплавов.

Для устранения осевых нагрузок на диски внутри ротора смешанного типа подводится воздух из проточной части. Воздух подается через специальные отверстия на барабанных проставках или трактовых кольцах. Для соединения полостей между дисками и выравнивания давления внутри ротора диски выполняются либо с центральными отверстиями, либо с несколькими отверстиями на полотне. В соединении при помощи торцевых шлиц и стяжного болта

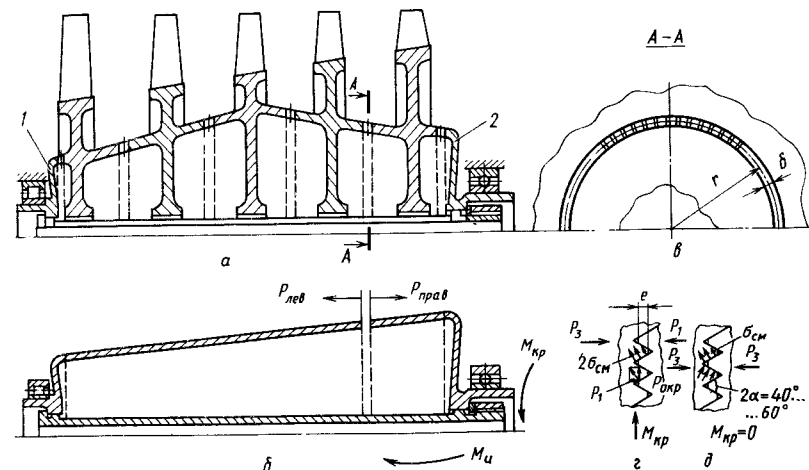


Рис. 3.36. Схема ротора барабанно-дискового типа, секции которого соединяются с помощью торцевых шлиц:

а, в — конструктивная схема; б, д — схемы к расчету на прочность; 1, 2 — податливые фланцы цапф

4 П/р Д. В. Хронина

секции состоят из диска с двумя барабанными выступами, на торцах которых нарезаны треугольные шлицы (рис. 3.36). Передача крутящего момента и центровка секций осуществляется с помощью этих шлиц. Барабанные участки можно выполнить таким образом, чтобы они образовывали тело равного сопротивления изгибу. Это позволяет получить конструкцию ротора большой жесткости и сравнительно малой массы.

Недостатками ротора данной конструкции являются:

- сложность изготовления дисков;
- большое усилие затяжки стяжного болта для обеспечения необходимой плотности стыка во всем диапазоне рабочих режимов эксплуатации, а также для предотвращения взаимных радиальных смещений секций, которые вызывают нарушение балансировки.

3.8.5. Определение усилия затяжки центрального стягивающего болта

Усилие предварительной затяжки центрального стягивающего болта должно обеспечивать нераскрытие стыков между дисками при действии на ротор:

- 1) осевых составляющих сил, возникающих при передаче крутящего момента;
- 2) изгибающих моментов от действия массовых сил и гироскопических моментов;
- 3) осевых газодинамических сил;
- 4) термической силы, возникающей вследствие неодинаковых по величине температурных расширений ротора и болта.

При расхождении стыков нарушается передача крутящего момента, появляется контактная коррозия, что приводит к прекращению функционирования компрессора.

Расчетная схема ротора представлена на рис. 3.36.

1. Осевое усилие P_1 , раздвигающее диски, может быть определено из выражения

$$P_1 = P_{\text{окр}} \operatorname{tg} \alpha = \frac{M_{\text{кр}}}{r} \operatorname{tg} \alpha. \quad (3.27)$$

Здесь $P_{\text{окр}}$ — окружная сила, действующая в месте соединения секций для соответствующей ступени; r — средний радиус размещения шлиц; α — половина угла при вершине шлица.

Возникающие при предварительной затяжке напряжения смятия в неподвижном состоянии распределяются равномерно по обоим гребням зуба. При работе, если осевая сила P_1 будет равна силе предварительной затяжки, напряжения смятия на одной грани становятся равными нулю, на другой, вследствие перераспределения напряжений, увеличиваются в два раза.

Максимальное значение сила P_1 будет иметь на режиме максимального расхода воздуха.

2. Под действием суммарного изгибающего момента возникает ослабление плотности стыка во внешних растянутых волокнах барабанных участков, как наиболее удаленных от нейтральной оси. Величина и место действия суммарного изгибающего момента ротора $M_{\text{и}}$ определяются по эпюре изгибающих моментов для двигателя.

В роторе барабанного типа нормальные напряжения изгиба равны

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}} r}{J}, \quad (3.28)$$

где J — геометрический момент инерции барабана относительно нейтральной оси. Для ротора с малой толщиной сечения δ $J = \pi r^3 \delta$. Здесь r — средний радиус шлиц в расчетном сечении.

Осевой силой предварительной затяжки P_2 могут быть созданы напряжения сжатия $\sigma_{\text{сж}}$, равные по величине напряжению изгиба $\sigma_{\text{и}}$, но противоположного знака:

$$\sigma_{\text{сж}} = P_2 / f, \quad (3.29)$$

где $f = 2\pi r \delta$ — площадь поперечного сечения барабана в месте стыка.

Исходя из равенства $\sigma_{\text{и}}$ и $\sigma_{\text{сж}}$ (по условию) определяем величину силы предварительной затяжки P_2 , которая соответствует началу раскрытия стыков под действием суммарного изгибающего момента

$$P_2 = \frac{2M_{\text{и}}}{r}. \quad (3.30)$$

Из формулы видно, что чем больше радиус барабанного участка, где расположены шлицы, тем требуется меньшая сила предварительной затяжки P_2 .

3. Для определения усилия предварительной затяжки для предотвращения раскрытия стыков между секциями под действием осевой газодинамической силы P_a необходимо знать значение последней. При этом следует учитывать, что, в первую очередь, возможно ослабление в стыке между последним и предпоследним дисками, поскольку силы, действующие на него, направлены в противоположные стороны. Величины осевых сил, нагружающих стыки, определяются по эпюре осевых сил для ротора двигателя.

4. Термическая сила P_t определяется из условия равенства суммарных температурных и упругих деформаций ротора и болта.

При запуске двигателя ротор прогревается быстрее, чем болт, и их суммарные деформации соответственно равны

$$\Delta l_p = \Delta l_{pt} + \Delta l_{p. \text{упр}}, \quad (3.31)$$

$$\Delta l_b = \Delta l_{bt} + \Delta l_{b. \text{упр}}. \quad (3.32)$$

Здесь Δl_{pt} — удлинение ротора при нагреве, равное сумме удлинений барабанных участков всех дисков, т. е. $\Delta l_{pt} = \sum_{i=1}^n \Delta l_{di} = \sum_{i=1}^n l_{di} \alpha_{di} \Delta t_{di}$; $\Delta l_{bt} =$

$= l_b \alpha_b \Delta t_b$ — удлинение болта при нагреве. В данных выражениях l_{di} и l_b — длина секции ротора и длина болта соответственно; α_{di} и α_b — коэффициенты линейного расширения секций ротора и болта; Δt_{di} и Δt_b — изменение температур секций ротора и болта по сравнению с их значениями при сборке ротора.

$$\Delta l_{p. \text{упр}} = P_t \sum_{i=1}^n a_{di} \text{ и } \Delta l_{b. \text{упр}} = P_t a_b,$$

где P_t — термическая сила, возникающая вследствие различных температурных деформаций ротора и болта; a_{di} и a_b — податливость секций ротора и болта.

Податливость элемента есть величина, обратная его жесткости. Для одноосного напряженного состояния удлинение $\Delta l = P l / EF$. Сила, вызывающая удлинение, равное единице, характеризует жесткость элемента, которую обозначают c , т. е. $c = EF / l$. Следовательно, податливость $a = \frac{1}{c} = \frac{l}{EF}$, здесь l — длина элемента, F — площадь его сечения, E — модуль упругости первого рода и $\Delta l = Pa$.

Тогда

$$\Delta l_{p. \text{упр}} = P_t \sum_{i=1}^n \frac{l_{di}}{E_{di} F_{di}},$$

а

$$\Delta l_{b. \text{упр}} = P_t \frac{l_b}{E_b F_b}$$

и

$$\Delta l_p = \sum_{i=1}^n l_{ди} \alpha_{ди} \Delta t_{ди} - P_t \sum_{i=1}^n \frac{l_{ди}}{E_{ди} F_{ди}}, \quad (3.33)$$

$$\Delta l_6 = l_6 \alpha_6 \Delta t_6 + P_t \frac{l_6}{E_6 F_6}. \quad (3.34)$$

В выражении (3.33) упругая деформация сжатия секций ротора принимается со знаком «минус».

Из равенства $\Delta l_p = \Delta l_6$ определяем термическую силу

$$P_t = \frac{\sum_{i=1}^n l_{ди} \alpha_{ди} \Delta t_{ди} - l_6 \alpha_6 \Delta t_6}{\sum_{i=1}^n \frac{l_{ди}}{E_{ди} F_{ди}} + \frac{l_6}{E_6 F_6}} = \frac{\Delta l_t}{\sum_{i=1}^n \frac{l_{ди}}{E_{ди} F_{ди}} + \frac{l_6}{E_6 F_6}}, \quad (3.35)$$

где Δl_t — разность удлинения секций ротора и болта.

Если секции стягиваются не одним, а несколькими (m) болтами, работающими параллельно, то их податливость будет равна

$$a_6 = \frac{l_6}{E_6 F_6 m}.$$

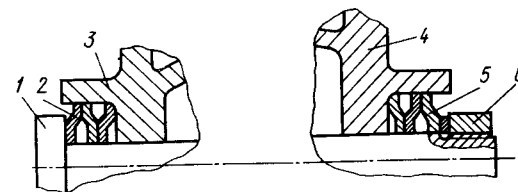
Для предотвращения появления термической силы P_t необходимо либо свести к нулю разность деформаций секций ротора и болта, либо значительно увеличить податливость стягиваемых и стягивающих элементов.

Для уменьшения разности удлинений секций ротора и болта можно, не увеличивая общую длину ротора, увеличить длину стяжного болта путем установки на него дополнительных втулок (рис. 3.37). Для увеличения податливости в конструкцию ротора вводят упругие элементы: податливые фасонные фланцы цапф (см. рис. 3.36) или пружинящие шайбы, подкладываемые под головку стяжного болта или гайку (рис. 3.38).

Однако предотвратить возникновение термической силы P_t на всех режимах работы двигателя практически невозможно. Так, при запуске двигателя нагрев секций ротора компрессора может составлять $\Delta t_p = 100 \dots 150^\circ$, а нагрев болта

Рис. 3.38. Стяжной болт с упругими элементами:

1 — головка стяжного болта; 2 и 5 — пружинящие шайбы; 3 — диск первой ступени ротора; 4 — диск последней ступени ротора; 6 — гайка



$\Delta t_6 = 20 \dots 40^\circ$. Следовательно, в этом случае $\Delta l_t > 0$ и возникает термическая сила P_t , которая дополнительно нагружает соединение. Ее величина может достигать от нескольких десятков до нескольких сотен ньютонов. Уменьшение влияния силы P_t на болт обеспечивается включением в конструкцию ротора указанных выше упругих элементов. При выключении двигателя в полете или планировании самолета происходит более быстрое охлаждение секций ротора, чем стяжного болта. Температура подогрева секций ротора в этом случае $\Delta t_p = 20 \dots 30^\circ$, а величина $\Delta t_6 = 100 \dots 120^\circ$. Разность удлинений $\Delta l_t < 0$, и возникающая при этом термическая сила будет ослаблять усилие затяжки в стыках. Использование податливых элементов в конструкции позволяет также уменьшить влияние силы P_t и в данном случае, так как приводит к ее уменьшению.

Сила предварительной затяжки P_3 должна определяться с учетом всех рассмотренных выше усилий, вызывающих раскрытие стыков. Обычно принимают, что все усилия ослабления стыков действуют одновременно, т. е.

$$P_{\text{осл. ст}} = P_1 + P_2 + P_a + P_t.$$

Для обеспечения надежной работы вводят коэффициент запаса затяжки $k_3 = 1,15 \dots 1,25$ и получают необходимую величину силы предварительной затяжки соединения при монтаже

$$P_3 = k_3 P_{\text{осл. ст}} = k_3 (P_1 + P_2 + P_a + P_t). \quad (3.36)$$

Величина P_3 может достигать нескольких сотен ньютонов. Возникающие при этом суммарные напряжения смятия $\sigma_{см}$, обусловленные действием крутящего и изгибающего моментов, осевой и термической сил, не должны превосходить допустимого значения, т. е. запас по $\sigma_{см}$ должен удовлетворять заданным требованиям. Исходя из этого условия выбираются геометрические размеры торцевых шлиц — δ , e и r . Для устранения возможных ошибок при изготовлении шлиц и улучшения взаимного прилегания секций ротора производят предварительное обжатие ротора усилием, превышающим усилие затяжки примерно в 1,5 раза. Контроль усилия затяжки осуществляется по величине удлинения стяжного болта. Следует отметить, что наклонное положение боковых фланцев цапф позволяет увеличить плотность стыков без увеличения силы предварительной затяжки стяжного болта. Это объясняется тем, что центробежные силы при вращении ротора стремятся выпрямить фланцы и тем самым увеличивают плотность стыков.

3.9. КОРПУСЫ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

3.9.1. Требования, предъявляемые к корпусам

Корпус компрессора, важная часть статора, является одним из основных элементов силовой схемы двигателя. Внутри корпуса на подшипниках монтируется ротор и крепятся направляющие и спрямляющие аппараты. Снаружи на корпусе устанавливаются коробка агрегатов, узлы крепления двигателя к самолету, агрегаты, обеспечивающие «жизнедеятельность» двигателя (топливные и масляные насосы, регуляторы и др.). В стенках корпуса могут быть каналы: для подвода и отвода масла к опорам и для воздуха, отбираемого для подогрева входного

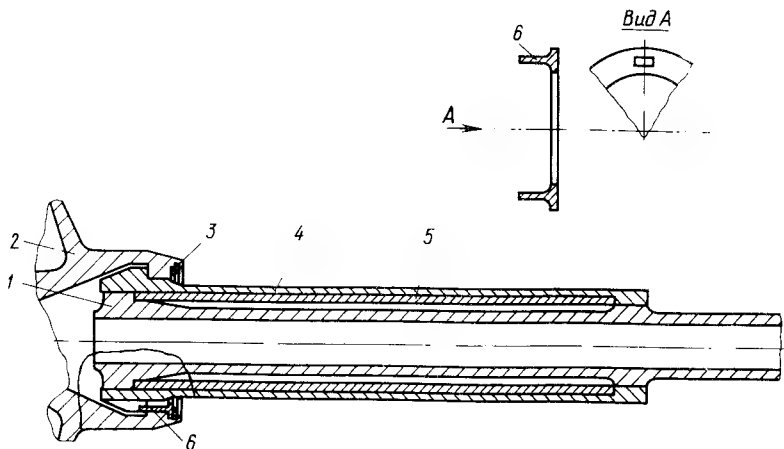


Рис. 3.37. Стяжной болт с дополнительными втулками:

1 — стяжной болт; 2 — диск первой ступени; 3 — разрезное стопорное кольцо; 4 — внешняя втулка; 5 — внутренняя втулка; 6 — контрольная шайба

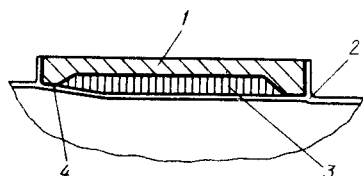


Рис. 3.39. Корпус вентилятора, удерживающий лопасти при их отрыве:

1 — кольцо из легкого высокопрочного материала с высоким значением ударной вязкости; 2 — корпус из листового металла; 3 — сотовый наполнитель; 4 — эпоксидный углерод

устройства и уменьшения осевой силы, действующей на ротор. Эти каналы могут быть выполнены при отливке корпуса или образованы трубками, закрепленными в нем по концам.

На корпус действуют:

- силы веса и инерции ротора;
- избыточное давление воздуха на внутреннюю поверхность;
- осевые силы лопаток направляющего аппарата;
- крутящие моменты, передающиеся от лопаток направляющих аппаратов;
- осевые силы и изгибающие моменты, передающиеся на корпус от сочлененных деталей.

Исходя из особенностей работы основными требованиями, которым должны удовлетворять корпуса, являются:

- 1) достаточная прочность и жесткость при малой массе;
- 2) удобство монтажа направляющих и спрямляющих аппаратов;
- 3) простота изготовления;
- 4) герметичность;
- 5) удобство контроля состояния деталей проточной части, подшипников, шестерен;
- 6) локализация возможных разрушений.

Требование обеспечения высокой надежности двигателя выдвигает задачу локализации возможных разрушений. Наиболее сложным является обеспечение непробиваемости корпуса в случае обрыва лопатки вентилятора, особенно в ТРДД с большой степенью двухконтурности. Например, лопатка вентилятора массой 6,8 кг, создающая центробежную силу $P_{цл} = 600$ кН, при обрыве имеет энергию легкового автомобиля $mv^2/2$ при скорости 45 км/ч. Конструкция корпуса должна обеспечить нейтрализацию воздействия возникающей силы на корпус и на всю конструкцию в целом вследствие разбалансировки ротора. Для предотвращения разрушения корпуса над рабочими лопатками вентилятора необходимо устанавливать удерживающее кольцо, выполненное с использованием очень вязкого, ударопоглощающего материала (рис. 3.39).

3.9.2. Конструкция составных частей корпуса компрессора и их основные характеристики

Корпус осевого компрессора одноконтурного ТРД обычно состоит из трех частей: переднего корпуса, корпуса направляющих аппаратов и заднего корпуса.

Передний корпус выполняется неразъемным и состоит из наружного и внутреннего колец, жестко соединенных между собой радиальными связями. В качестве последних могут использоваться обтекаемые стойки (рис. 3.40) или неподвижные лопатки направляющего аппарата, которые воспринимают и передают усилия от передней опоры на корпус двигателя (рис. 3.41). В переднем корпусе размещается подшипник передней опоры ротора компрессора.

Внутри обтекаемых стоек размещают валики привода агрегатов, полости подвода и отвода масла и теплого воздуха для обогрева входного устройства, которое крепится к переднему корпусу. К корпусу крепят также обтекатель втулки ротора компрессора. Если в конструкции компрессора отсутствует входной направляющий аппарат, то переднюю опору целесообразно располагать за рабочим колесом первой ступени. Для передачи усилий от подшипника в этом случае используют лопатки направляющего аппарата 1 ступени (см. рис. 3.41). Обтекатель втулки ротора компрессора крепят непосредственно к рабочему колесу.

Корпус направляющих аппаратов осуществляет силовую связь между передним и задним корпусами и служит для крепления направляющих аппаратов. Корпус направляющих аппаратов представляет собой тонкостенное тело вращения и совместно с ротором образует проточную часть компрессора.

Корпусы НА выполняются неразъемными (рис. 3.42, а; 3.43) и разъемными (рис. 3.42, б, в, г, д).

Неразъемные корпуса (рис. 3.42, а) имеют равномерную жесткость по окружности, что позволяет обеспечить равномерный радиальный зазор. Они обладают меньшей массой, чем разъемные корпуса, сравнительно просты в изготовлении. Однако монтаж ротора компрессора и направляющих аппаратов усложнен, так как вводить их в корпус можно только с торца. Для облегчения сборки ротор иногда приходится делать разъемной конструкции. Разъемные корпуса получили наибольшее распространение. Разъем корпуса может осуществляться в плоскости оси двигателя (продольный) (рис. 3.42, в) либо в плоскости, перпендикулярной оси двигателя (поперечный) (рис. 3.42, б).

Использование того или иного вида корпуса определяется типом ротора и общей конструкцией компрессора. Корпус с продольным разъемом облегчает сборку, так как позволяет выполнять монтаж компрессора с окончательно собранным и отбалансированным ротором. Направляющие аппараты устанавливаются в половинках корпуса. В одну из них укладывается ротор, закрывается второй частью корпуса и обе половинки стягиваются болтами по фланцам. При больших диаметрах корпусов, выполняемых при помощи литья, делают дополнительные, так называемые технологические продольные разъемы (рис. 3.42, г). Эти разъемы упрощают изготовление и позволяют получить более равномерную окружную жесткость корпуса. Кроме того, для

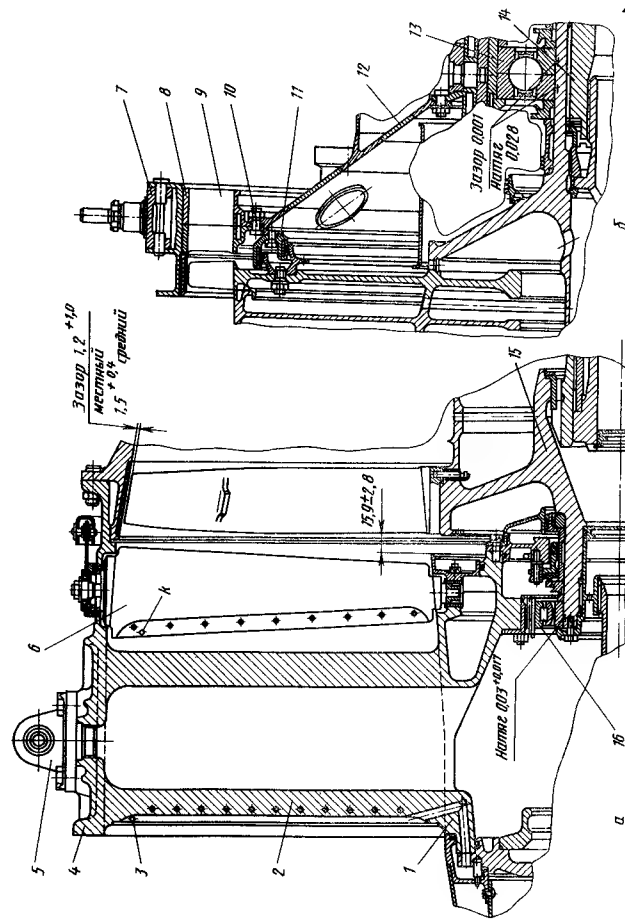
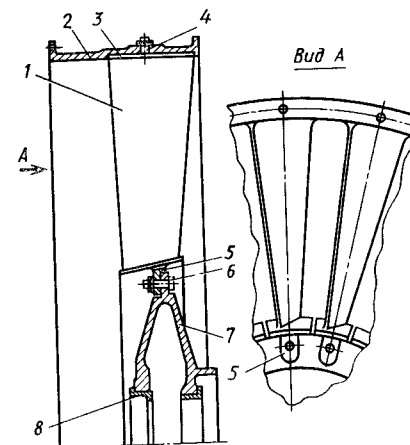


Рис. 3.40. Передний литой (а) и задний (б) корпуса однокаскадного компрессора:

1 — внутреннее кольцо переднего силового корпуса; 2 — обтекаемые силовые стойки; 3 — отверстие для выхода теплого воздуха, обогревающего переднюю кромку стоек; 4 — наружное кольцо переднего силового корпуса; 5 — вспомогательный узел крепления двигателя к самолету; 6 — регулируемый входной направляющий аппарат с обогреваемой входной кромкой (воздух выходит в проточную часть через отверстие 6); 7 — основной узел крепления двигателя к самолету; 8 — полочки лопаток направляющего аппарата, имеющие форму «ласточек»; 9 — лопатки направляющего аппарата как силовой элемент для передачи усилий от задней опоры ротора на корпус; 10 — призонные болты для передачи усилий от подшипника задней опоры ротора на лопатки направляющего аппарата; 11 — двухъярусное лабиринтное уплотнение за компрессором; 12 — силовая диафрагма; 13 — радиально-упорный подшипник задней опоры ротора компрессора; 14 — вал турбины; 15 — ротор компрессора; 16 — роликовый подшипник передней опоры ротора компрессора

Рис. 3.41. Направляющие лопатки первой ступени как силовой элемент для передачи усилий от передней опоры ротора на корпус:

1 — силовые лопатки направляющего аппарата первой ступени; 2 — наружное кольцо переднего корпуса; 3 — полочка лопатки направляющего аппарата; 4 — цапфа с резьбой для крепления лопатки к корпусу; 5 — нижняя полочка лопатки с цапфой для крепления к внутренней диафрагме корпуса; 6 — призонный болт; 7 — внутренняя диафрагма; 8 — втулка для крепления роликового подшипника передней опоры ротора



повышения равномерности окружной жесткости требуется оребрение корпуса (рис. 3.42, д).

Применяются также поперечные технологические разъемы (рис. 3.42, а), например, для изготовления корпуса из разных материалов. Так, если для корпуса первых ступеней можно использовать алюминиевый или даже магниевый сплав, а для корпуса последних ступеней, воспринимающего большие давления, нагрузки и температуры, необходимо применять титановые сплавы или стали, то корпус целесообразно изготавливать из двух частей. Корпус с поперечными разрезами обеспечивает равномерную окружную жесткостью и, следовательно, позволяет назначать меньшую величину радиального зазора между рабочими

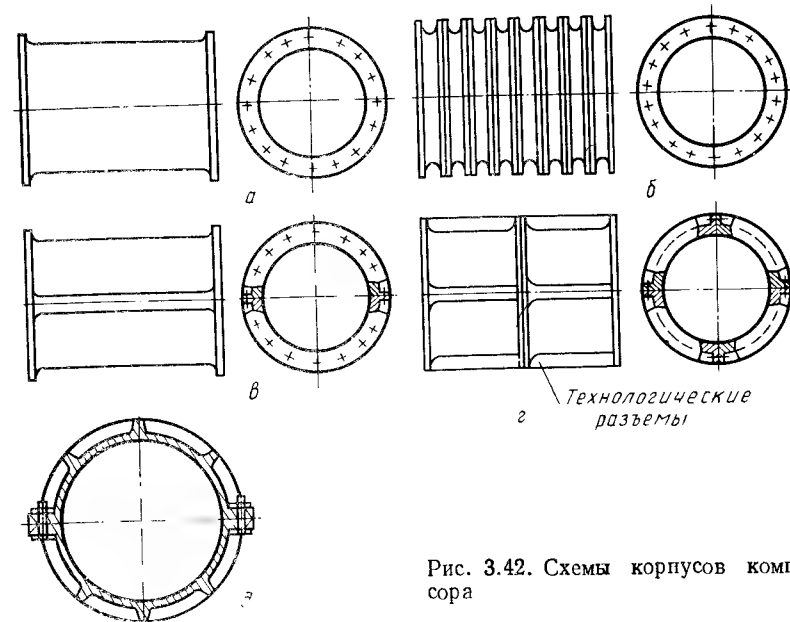


Рис. 3.42. Схемы корпусов компрессора

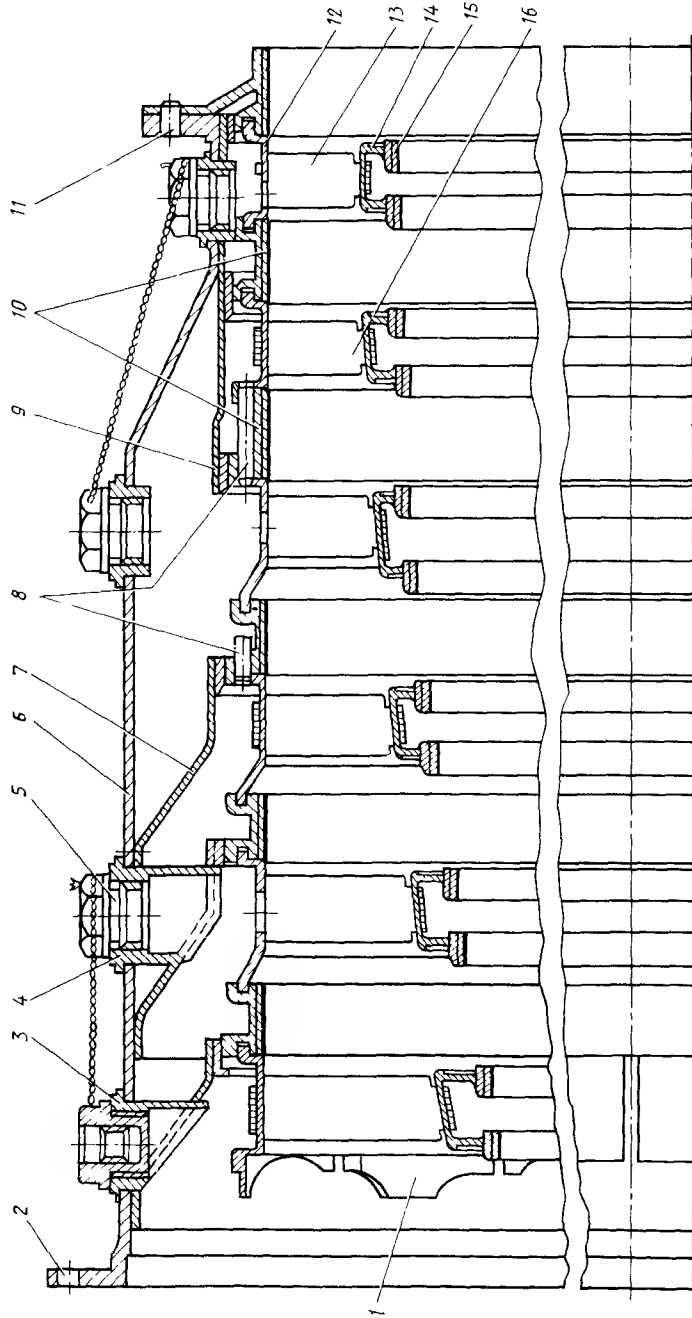


Рис. 3.43. Корпус компрессора высокого давления ТРДД-36:

1 — выступы на направляющем аппарате 1-й ступени для центровки по корпусу входного направляющего аппарата; 2 — отверстие под фиксирующий штифт; 3 — бобышка лимба входного направляющего аппарата (для контроля его положения); 4 — бобышки лючков для осмотра лопаток; 5 — заглушка; 6 — корпус направляющих аппаратов, неразъемный; 7, 9 — центрирующие ободочки; 8 — штифты, фиксирующие взаимное положение рабочих полуколец 10 и наружных полуколец 12 направляющих аппаратов, а также передающие крутящий момент от лопаток направляющих аппаратов 13 от первой к последней ступени и на корпус; 11 — фиксирующий штифт; 14 — внутреннее кольцо направляющего аппарата; 15 — лабиринтное кольцо направляющего аппарата; 16 — направляющий аппарат

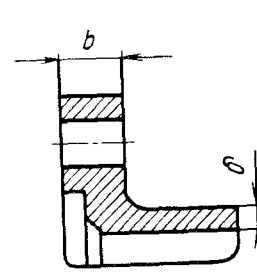


Рис. 3.44. Фланец корпуса компрессора

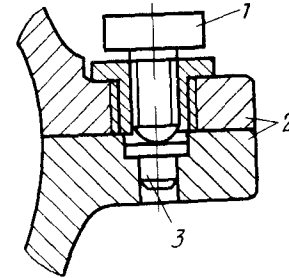


Рис. 3.45. Разжимной винт-съёмник для разборки разъемного корпуса:
1 — винт-съёмник; 2 — фланцы корпуса;
3 — штифт

лопатками и внутренней его поверхностью, чем в компрессоре с продольным разъемом корпуса. Однако корпус с поперечными разрезами может применяться только с разъемными роторами.

В зависимости от общей конструктивной компоновки компрессора и возможности его сборки может применяться комбинация тех или иных корпусов. Разъемные корпуса облегчают монтаж компрессора, но повышают его массу. Дополнительные фланцы увеличивают объем и сложность механической обработки, вызывают необходимость фиксации и центровки частей корпуса, обеспечения герметичности соединения. Фиксация частей корпуса осуществляется при помощи призонных болтов. Плотность и герметичность соединения достигается путем тщательной обработки фланцев по стыкуемым поверхностям и установке необходимого количества болтов. Шаг болтов для первых ступеней можно брать в пределах $(6 \dots 10) d$ (d — диаметр болта) и уменьшать его по мере увеличения давления по направлению к выходу из компрессора. Во избежание прогиба фланца при затяжке гаек его толщина b должна быть равна примерно двум-трем толщинам корпуса δ (рис. 3.44).

Чтобы облегчить разборку и предохранить от повреждений поверхности стыка, рекомендуется применять (особенно в компрессорах больших размеров) специальные винты-съёмники (рис. 3.45). Ввинчивание винтов при разборке позволяет легко разъединить стыки деталей корпуса.

По способу изготовления корпуса могут быть литые и сварные. Корпусы из алюминиевых и магниевых сплавов изготавливаются путем литья. Стенки литых корпусов для получения равнопрочной конструкции выполняются переменной толщины $6 \dots 10$ мм. В соответствии с увеличением давления по тракту компрессора толщина стенки должна также увеличиваться. При выборе толщины стенки корпуса необходимо помнить, что ее наименьшая величина ограничена литейными свойствами материала и толщинами сопрягающихся элементов (фланцев, ребер, бобышек). Большая толщина стенки требует увеличенного времени охлаждения, что

приводит к ухудшению структуры литья и, следовательно, уменьшению предела прочности материала, а значит, уменьшению прочности и жесткости корпуса.

Сварные корпуса изготавливаются из листовой стали или титанового сплава. Необходимая прочность обеспечивается правильно выбранной толщиной стенок корпуса и введением наружных ребер. Шаг ребер с увеличением внутреннего давления уменьшается. Толщина стенок стального корпуса лежит в пределах 1,5 ... 3 мм.

Для обеспечения ремонтпригодности компрессора и эксплуатации двигателя по техническому состоянию должна быть обеспечена возможность контроля рабочих лопаток в эксплуатации. С этой целью на корпусе выполняют специальные лючки, закрываемые пробками различной конструкции (см. рис. 3.43, поз. 5).

В стенках корпуса выполняют также отверстия для перепуска части воздуха в атмосферу для предотвращения газодинамической неустойчивости компрессора при запуске двигателя. Отверстия — окна перепуска воздуха — необходимо располагать равномерно по окружности, чтобы не вызывать сильного искажения поля скоростей и давлений перед рабочими лопатками. Сильное искажение указанных полей приводит к вибрациям лопаток и их поломке. Окна желательно размещать не над рабочими лопатками, а перед ними или в плоскости направляющего аппарата.

Задний корпус компрессора служит для силовой связи между компрессором и горячей частью двигателя. В нем размещается подшипник задней опоры ротора компрессора. Задний корпус состоит из силовых колец, наружного и внутреннего, радиальных связей, жестко связывающих силовые кольца, силовой диафрагмы, соединяющей внутреннее кольцо с корпусом подшипника (см. рис. 3.40, б). В качестве радиальных силовых связей используются либо лопатки спрямляющего аппарата компрессора 9 (рис. 3.40, б), либо профилированные обтекаемые стойки 9 (см. рис. 3.5). На заднем корпусе, его наружном силовом кольце, расположены основные, передающие тягу узлы крепления двигателя к самолету 7 (см. рис. 3.40, б). Помимо усилий, действующих на корпус направляющих аппаратов, задний корпус нагружается также радиальной и осевой силой значительной величины, если в нем расположена опора с радиально-упорным подшипником 13. Из всех частей корпуса компрессора задний является наиболее нагруженным узлом двигателя и поэтому к нему предъявляются повышенные требования в отношении прочности и жесткости.

Промежуточный разделительный корпус 4 осевого компрессора ТРДД образует воздушные тракты первого и второго контура 7 и выполняет силовую функцию (рис. 3.46).

Трехвальные ТРДД имеют два промежуточных силовых корпуса — основной и дополнительный, расположенный за вентилятором (см. рис. 3.8, д, поз. 2 и рис. 3.30).

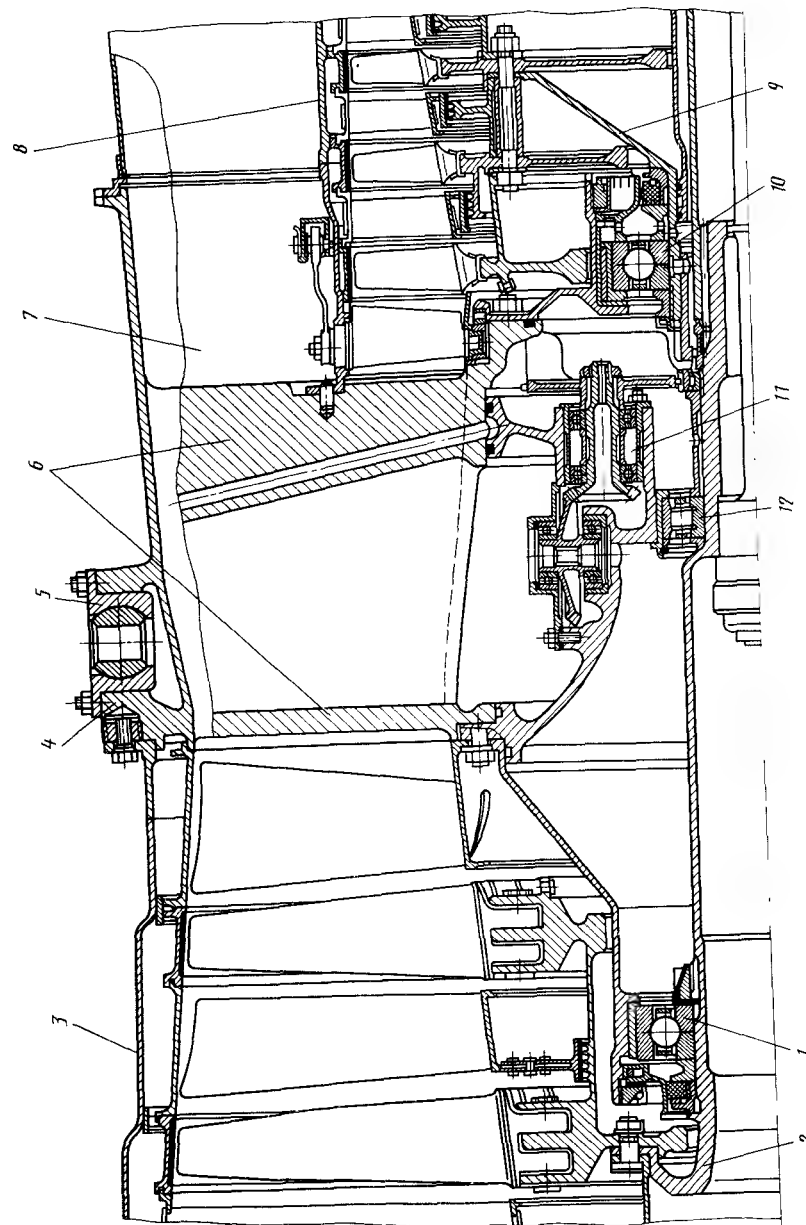


Рис. 3.46. Силовой разделительный корпус двухкаскадного компрессора ТРДД АИ-25

Промежуточный (основной в трехвальном ТРДД) силовой корпус состоит из трех концентрических колец, соединенных между собой стойками обтекаемой формы 6 (рис. 3.46). Внутри них размещают трубопроводы для подвода и отвода масла, приводы топливных, масляных и пусковых агрегатов 11. В промежуточном корпусе располагают опоры 1 и 12 ротора вентилятора 2 и опору 10 ротора компрессора высокого давления 9 в двухвальном ТРДД (рис. 3.46) или опору компрессора высокого давления в трехвальном ТРДД. К промежуточному корпусу крепят спереди статор вентилятора 3, сзади — статор компрессора высокого давления 8 в двухвальном ТРДД (рис. 3.46) или к промежуточному основному — статор компрессора среднего давления спереди и сзади — статор компрессора высокого давления в трехвальном ТРДД. На корпусе, как правило, размещают основные узлы крепления 5 двигателя к самолету. Таким образом, в ТРДД главным силовым корпусом является промежуточный (основной) корпус. В дополнительном промежуточном корпусе располагают передние опоры роторов вентилятора и компрессора среднего давления (рис. 3.30).

3.10. НАПРАВЛЯЮЩИЕ И СПРЯМЛЯЮЩИЕ АППАРАТЫ

3.10.1. Общие сведения

Направляющие и спрямляющие аппараты представляют собой кольцевые наборы неподвижных или поворотных профилированных лопаток, образующих расширяющиеся каналы, и являются частью статора ГТД.

Лопатки направляющих и спрямляющих аппаратов подвержены изгибу и кручению газовыми силами. В них вследствие колебаний могут возникать значительные переменные напряжения и особенно в длинных лопатках первых ступеней. Как указывалось, спрямляющие лопатки часто используются в качестве радиальных связей (см. рис. 3.10; 3.40) для передачи усилия от корпуса подшипника к корпусу компрессора, связывая их в единое целое. В этом случае они нагружаются значительными дополнительными усилиями. Требования, предъявляемые к лопаткам направляющих и спрямляющих аппаратов, аналогичны требованиям, предъявляемым к рабочим лопаткам.

Лопатки направляющих и спрямляющих аппаратов могут крепиться либо непосредственно к корпусу компрессора, либо в промежуточных кольцах или полукольцах, которые затем устанавливаются в корпус. Выбор способа крепления должен обеспечивать необходимую жесткость, высокую точность, идентичность и неизменяемость установки лопаток, а также удобство сборки компрессора.

По способу крепления различают лопатки консольные и с двухсторонним закреплением.

3.10.2. Консольное крепление лопаток НА

При консольном креплении лопатки 8 жестко крепятся к корпусу или к промежуточному наружному кольцу с одного конца (см. рис. 3.5), для чего у лопаток имеются полочки прямоугольной формы или формы типа «ласточкин хвост». При прямоугольной форме полочек фиксация лопаток относительно корпуса может осуществляться, например, с помощью винтов или пайки (рис. 3.47). Для обеспечения необходимой вибропрочности при консольном креплении лопатки следует проектировать с площадью поперечного сечения большей величины, чем у лопаток с двухсторонним креплением. При использовании полочек типа «ласточкин хвост» лопатки должны устанавливаться в корпус с натягом.

Направляющие аппараты с консольным креплением лопаток применяются в сочетании с роторами, у которых контур проточной части образован трактовыми кольцами (см. рис. 3.5 и 3.47) или барабанными буртами. Для уменьшения перетекания воздуха между ступенями радиальный зазор между торцами лопаток и поверхностью ротора должен быть минимально возможным. Его величина выбирается с учетом биения ротора, упругих, изгибных и температурных деформаций, значений допусков на детали ротора и статора. Следует отметить, что

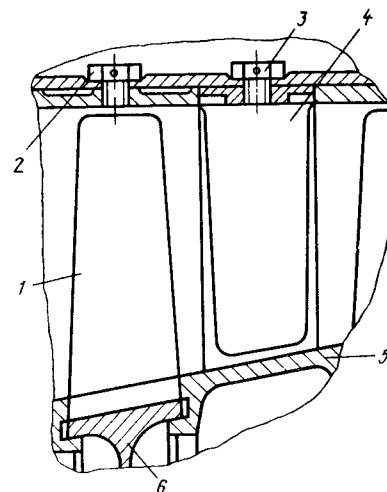


Рис. 3.47. Консольная лопатка направляющего аппарата:

1 — рабочая лопатка; 2 — болт крепления рабочего полукольца к корпусу; 3 — болт крепления лопатки направляющего аппарата к корпусу компрессора; 4 — лопатка направляющего аппарата; 5 — трактовое кольцо ротора; 6 — диск

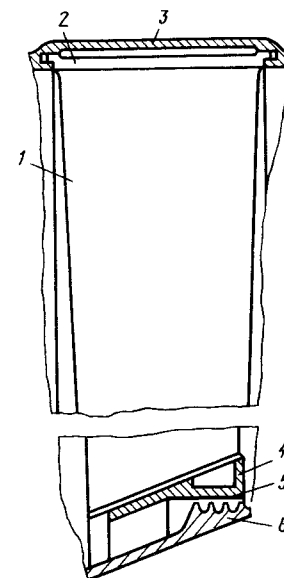


Рис. 3.48. Лопатка направляющего аппарата с двухсторонним креплением:

1 — лопатка; 2 — полочка; 3 — корпус направляющего аппарата; 4 — нижнее кольцо; 5 — мягкое покрытие; 6 — ротор

несмотря на перетекание воздуха в зазоре КПД ступени компрессора с консольными направляющими лопатками выше, чем у ступени с лопатками, имеющими двустороннее крепление. Это можно объяснить отсутствием в первом случае воздушных «карманов» (см. рис. 3.5) до и после уплотнений.

3.10.3. Двухстороннее крепление лопаток

Особенности конструктивной схемы ротора и необходимость получения требуемой жесткости лопаток направляющих аппаратов приводят к применению их двухстороннего крепления. В этом случае лопатки располагаются между внешним и внутренним кольцами. Однако для уменьшения массы внешнее кольцо желательно не устанавливать, а лопатки крепить непосредственно к корпусу.

Двухстороннее крепление может быть:

— с жестким креплением лопаток к обоим кольцам или полукольцам;

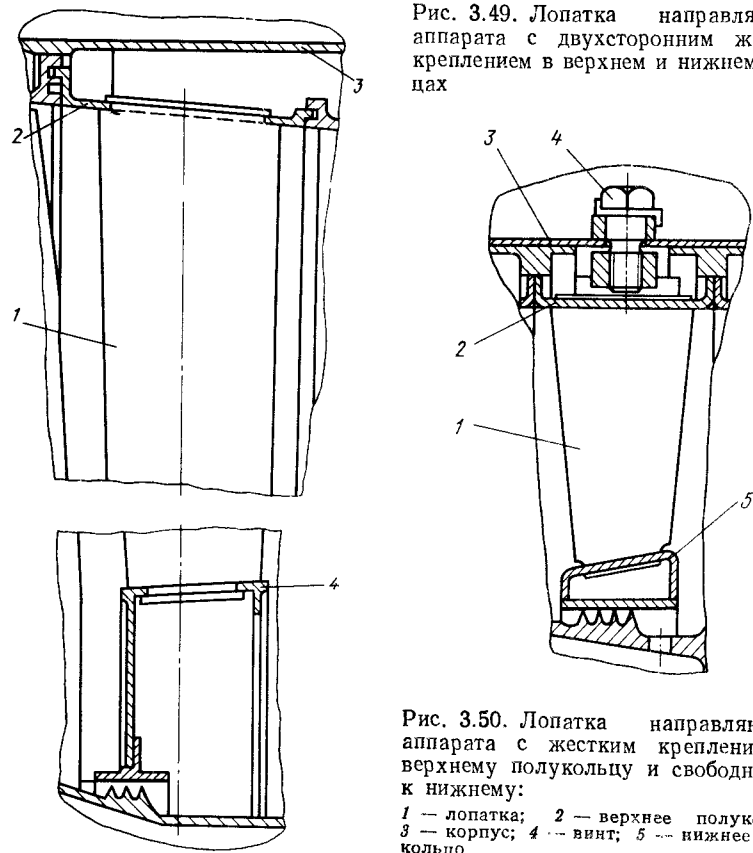


Рис. 3.49. Лопатка направляющего аппарата с двухсторонним жестким креплением в верхнем и нижнем кольцах

Рис. 3.50. Лопатка направляющего аппарата с жестким креплением к верхнему полукольцу и свободным — к нижнему:
1 — лопатка; 2 — верхнее полукольцо; 3 — корпус; 4 — винт; 5 — нижнее полукольцо

— с жестким креплением к одному кольцу и свободным к другому, допускающим перемещение лопаток в радиальном направлении.

При любом виде крепления на внутреннюю поверхность нижнего кольца наносится специальное мягкое покрытие. Вместе с гребешками, нарезанными на поверхности ротора, это покрытие образует лабиринтное уплотнение, которое уменьшает перетекание воздуха между ступенями и способствует повышению КПД компрессора (рис. 3.48).

В случае жесткого крепления к обоим кольцам 2, 4 лопатки 1 устанавливаются в них таким образом, чтобы исключалось любое их взаимное перемещение. Это обеспечивается, как правило, путем сварки или приклеивания (рис. 3.49). Подобное крепление возможно использовать для лопаток, работающих при невысоких температурах и, следовательно, имеющих малые температурные деформации. Наиболее целесообразно применять жесткое крепление к одному кольцу (или корпусу 3) и свободное к другому, так как при этом обеспечиваются радиальные перемещения лопаток, обусловленные их температурными деформациями. Направляющий аппарат с креплением лопаток данного типа показан на рис. 3.50. Лопатки 1 с помощью сварки жестко крепятся к наружному кольцу 2 и свободно (с зазором) вставляются в прорези нижнего кольца 5, что обеспечивает их температурную деформацию. На рис. 3.51 показано крепление лопаток 1 с помощью полочек, которые с натягом устанавливаются в прорези верхнего кольца 2 и с зазором в нижнем 3. Дополнительно лопатки фикси-

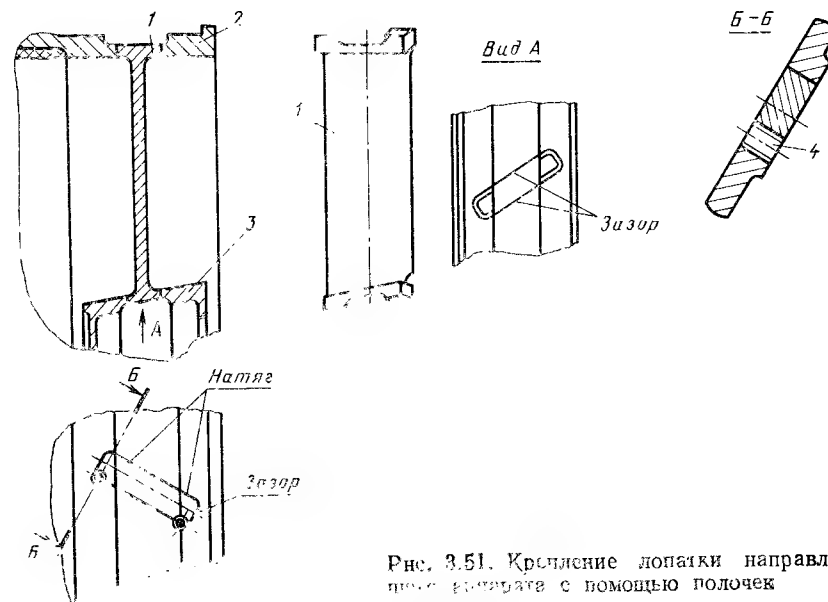


Рис. 3.51. Крепление лопатки направляющего аппарата с помощью полочек

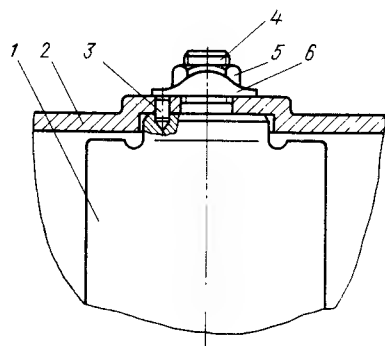


Рис. 3.52. Крепление лопатки к корпусу с помощью резьбовой цапфы: 1 — лопатка направляющего аппарата; 2 — корпус; 3 — штифт, фиксирующий положение лопатки относительно корпуса; 4 — цапфа с резьбой; 5 — гайка; 6 — контровка

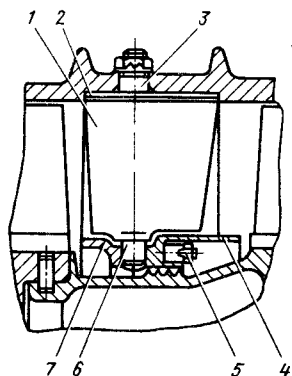


Рис. 3.54. Разборный направляющий аппарат с жестким креплением к корпусу

руются в верхнем кольце штифтом 4, выступание которого в прочную часть не допускается. Фиксация колец в корпусе 3 осуществляется с помощью винтов или штифтов. Если наружное кольцо отсутствует, направляющие аппараты крепятся непосредственно к корпусу 3 с помощью полочек (см. рис. 3.48), резьбовых цапф (рис. 3.52), сварки. При использовании полочек 2, 5 лопатки 1 жестко крепятся к внутреннему кольцу 7 с помощью болтов 6, заклепок, сварки и имеют свободу перемещения в корпусе 3 (рис. 3.53). Чтобы предотвратить проворачивание направляющих аппаратов под действием крутящего момента, могут использоваться штифты 4, запрессованные в корпус, специальные выступы и другие конструктивные элементы.

В зависимости от конструкции ротора и корпуса компрессора направляющие аппараты выполняют разъемными и неразъемными.

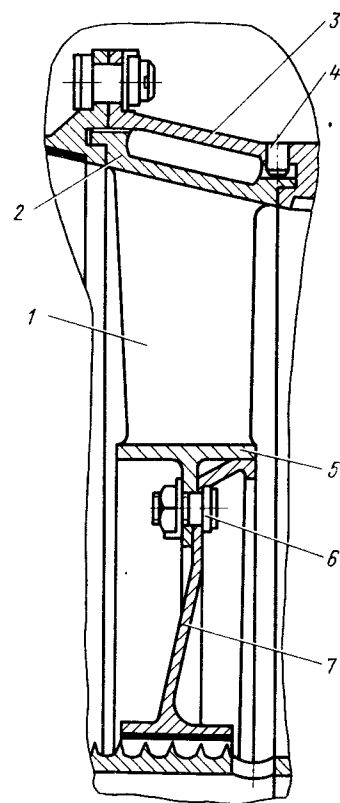


Рис. 3.53. Разборный направляющий аппарат с жестким креплением к нижнему кольцу

Если корпус 3 имеет продольный разъем, направляющие аппараты конструируются также с продольным разъемом и фиксируются в нем винтами 4 (рис. 3.50) или штифтами. В корпусе с вертикальными разрезами направляющие аппараты выполняются неразъемными, кольцевыми.

В случае индивидуального крепления лопаток к корпусу или внутреннему кольцу направляющий аппарат является разборным (рис. 3.53). Разборный направляющий аппарат с креплением лопаток к корпусу показан также на рис. 3.54. Каждая лопатка 1 имеет две цапфы: верхнюю 3 с резьбой и нижнюю 6, цилиндрическую. Верхняя цапфа может выполняться на полочке 2, которая позволяет устанавливать лопатки в определенном положении относительно корпуса. С помощью верхней цапфы лопатка жестко крепится к корпусу. Нижняя цапфа 6 устанавливается во внутреннем кольце с зазором, что позволяет лопатке перемещаться в радиальном направлении. Из условий сборки нижнее кольцо состоит из двух частей 4 и 7, стянутых шпилькой или болтом 5.

Использование разборного направляющего аппарата обеспечивает легкий монтаж и замену любой из лопаток, но при этом усложняется конструкция (особенно в варианте, изображенном на рис. 3.54), увеличивается масса из-за большого числа болтов и гаек, а в случае индивидуального крепления лопаток к корпусу снижается его прочность.

Возможны и другие способы крепления лопаток направляющих аппаратов. В рассмотренных конструкциях крепление является неподвижным. Для обеспечения газодинамической устойчивости двигателя лопатки как направляющих, так и входного направляющего аппаратов выполняются поворотными с целью регулирования проходных сечений по тракту компрессора. При этом для лопаток входного и первых ступеней направляющих аппаратов используется двухопорная схема крепления (рис. 3.55, а, в), а для коротких лопаток последних ступеней — консольная (рис. 3.55, б). Лопатки с одного или двух концов имеют цилиндрические цапфы, которые опираются на втулки — подшипники скольжения (рис. 3.55, а). Иногда для снижения силы трения в опорах на цилиндрические цапфы устанавливают сферические втулки (см. рис. 3.9, поз. 3). Перемещение лопаток в радиальном направлении ограничивается монтажным зазором в узлах крепления.

Для предотвращения обледенения предусматривается обогрев входных кромок лопаток входного направляющего аппарата (см. рис. 3.5).

3.11. ПРОТИВООБЛЕДЕНИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

В полете и при работе двигателя на стенде при температурах наружного воздуха ниже нуля и влажности 1 г/м^3 и выше возможно образование льда на элементах входного устройства, лопатках входного направляющего аппарата и рабочих лопатках

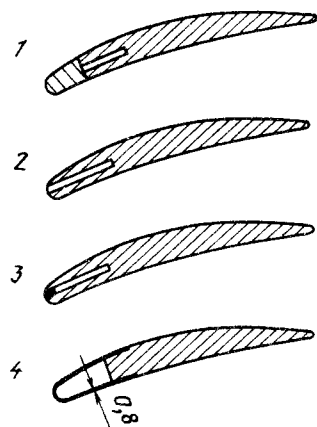


Рис. 3.56. Лопатки входного направляющего аппарата с обогреваемыми входными кромками: 1 — лопатка с приваренным носком и щелью в теле профиля; 2 — лопатка с заваренным концом щели; 3 — лопатка с заделкой конца щели пайкой; 4 — лопатка с накладным носком, приваренным или приклепанным

система подвода теплого внешних трубопроводов, уплотнений, имеет меньшую массу и надежней.

В обогреваемых лопатках входного направляющего аппарата для подвода теплого воздуха выполняются продольные щели, которые по носку лопатки тем или иным способом заделываются (рис. 3.56). Обогреваемые лопатки входного направляющего аппарата могут выполняться также полыми с дефлектором путем сварки двух штампованных половинок из листового материала (см. рис. 3.5). Через полости таких лопаток пропускается теплый воздух, а установка дефлектора позволяет обеспечить организованное движение воздуха в определенном направлении для более эффективного обогрева входной кромки. Из полости лопаток теплый воздух выпускается через специальные отверстия 13 в проточную часть компрессора.

Тепло отработанного масла, откачиваемого из маслоотстойников, может использоваться для обогрева силовых стоек (радиальных связей) переднего корпуса компрессора или лобового картера в турбовинтовых или турбовальных двигателях. Этот способ подогрева надежен и экономичен.

Обогрев горячими газами не получил распространения вследствие того, что применение горячих газов для подогрева вызывает коррозию деталей, омываемых ими, и является небезопасным в противопожарном отношении при нарушении герметичности трубопроводов.

При электрическом подогреве источники тепла — нагревательные элементы — размещаются в стойках, лопатках и во входном кольцевом коллекторе. Для системы обогрева необходимо сравнительно большое количество электрической энергии: 80 ... 120 Вт на 1 дм² обогреваемой поверхности, что является существенным недостатком.

При любом способе подогрев должен быть умеренным, чтобы не вызывать коробления поверхностей.

Применение противообледенительных жидкостей для впрыскивания в двигатель (например, водоспиртовых смесей) требует специальных конструктивных устройств (насоса, трубопроводов, форсунок), большого расхода жидкости, размещаемой в специальной баке. Следовательно, использование противообледенительной жидкости для предотвращения образования льда на входе неизбежно сопровождается увеличением массы силовой установки.

Устранить обледенение возможно также, применяя водоотталкивающие покрытия, которые наносят на детали или на их части, подвергаемые обледенению.

3.12. ВОЗДУШНЫЕ УПЛОТНЕНИЯ

На КПД компрессора существенным образом влияет перетекание воздуха между ступенями из области с более высоким давлением в область с меньшим давлением и из-за последней ступени. Для уменьшения влияния этого явления на характеристики компрессора применяют лабиринтные уплотнения. Работа лабиринтного уплотнения основана на создании большого гидравлического сопротивления на пути перетекающего воздуха — многократного дросселирования воздуха при течении его через каналы с резко меняющимися проходными сечениями (рис. 3.57). Однако полностью изолировать области с разными давлениями в помощью лабиринтного уплотнения невозможно. Оно лишь

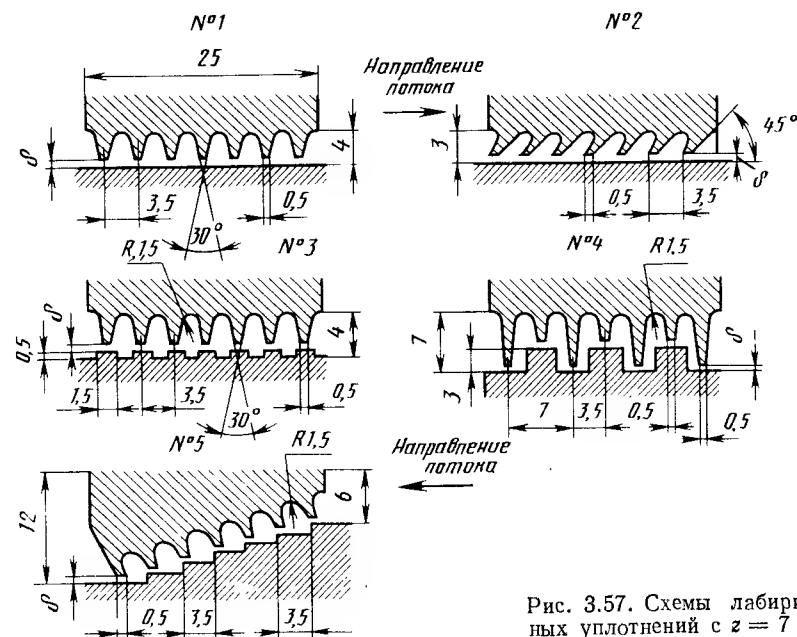


Рис. 3.57. Схемы лабиринтных уплотнений с $z = 7$

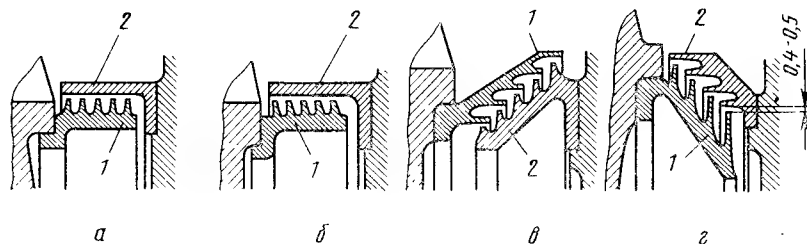


Рис. 3.58. Лабиринтные воздушные уплотнения:

а — с прямыми гребешками; б — с гребешками, расположенными под углом; в и г — разновидности лабиринтных уплотнений с гребешками, расположенными на конических поверхностях; 1 — ротор; 2 — неподвижная деталь

уменьшает расход воздуха при перетекании из области с высоким давлением в область с низким давлением до допустимых значений.

На рис. 3.58 показаны возможные конструктивные варианты лабиринтного уплотнения. Гребешки следует нарезать на вращающихся деталях, так как в случае касания ими неподвижной детали образующиеся риски не окажут заметного влияния на ее сопротивление усталости. Наличие же рисок на вращающейся детали приводит к резкому снижению сопротивления усталости и, как следствие, ее разрушению.

Эффективность лабиринтного уплотнения зависит от формы и наклона гребешков, их числа z , перепада давлений, уплотняемых полостей, величины зазора δ (см. рис. 3.57) и определяется расходом m перетекающего воздуха

$$m = k f \sqrt{\frac{p_0^2 - p_1^2}{z R_0 T_0}}$$

Здесь k — коэффициент, учитывающий особенности расширения и неполноты торможения воздуха в камерах и зависящий от конструкции лабиринта; $f = \pi D_{\text{ср}} \delta$ — площадь сечения щели, м^2 , где $D_{\text{ср}}$ — средний диаметр уплотнения, м ; p_0 и p_1 — давления перед и за уплотнением, Па ; T_0 — температура перед уплотнением, К ; R_0 — газовая постоянная, $\text{Дж/кг} \cdot \text{К}$.

Значения k , найденные экспериментально для $z = 7$ и $\delta = 0,1 \dots 0,4$ мм [32] для гребешков, указанных на рис. 3.57:

Номер уплотнения	1	2	3	4	5
k	1,27	1,15	1,00	0,70	0,85

С уменьшением зазора δ и увеличением числа гребешков эффективность лабиринтного уплотнения возрастает. Для снижения количества перетекающего между ступенями воздуха до приемлемой величины достаточно 3 ... 5 гребешков. При больших перепадах (за последней ступенью компрессора) их число должно быть существенно увеличено. Но чтобы не увеличивать длину уплотнения, лабиринты можно устанавливать в два и три яруса (см. рис. 3.9, поз. 5). Эффективность уплотнения существенно

повышается при использовании гребешков с наклоном. Самым эффективным является уплотнение с гребешками переменной высоты и соответственно ступенчатой втулки (см. рис. 3.57, № 4). Однако это уплотнение требует разреза неподвижной втулки для обеспечения сборки. На величину расхода воздуха через уплотнение существенно влияет форма кромок гребешков. Поскольку даже небольшое скругление вызывает заметное снижение эффективности уплотнения, то их притупление недопустимо, что и должно указываться в рабочих чертежах.

Для повышения эффективности уплотнения зазор δ должен иметь минимально возможную величину. Задевание гребешков о неподвижное кольцо вызывает их большой износ, нагрев и повреждение. Для обеспечения работоспособности уплотнения при минимальном и даже нулевом зазорах гладкое кольцо должно иметь специальное мягкое, легко прирабатываемое покрытие — графиталькированное или графитоалюминиевое. При мягком покрытии гребешки при касании могут прорезать в нем канавки, не приводя к стопорению ротора.

3.13. РАДИАЛЬНЫЕ И ОСЕВЫЕ ЗАЗОРЫ

Назначение зазоров — предотвратить возможность соприкосновения подвижных поверхностей компрессора с неподвижными при самых неблагоприятных режимах работы. В то же время величина зазоров существенно влияет на характеристики компрессора и двигателя в целом, а именно, на КПД компрессора, тягу двигателя и удельный расход топлива. Особенно большое значение имеют радиальные зазоры между рабочими лопатками и корпусом компрессора. Увеличение относительного радиального зазора (отношение величины радиального зазора к длине лопатки) на 1 % приводит к уменьшению КПД компрессора до 3 %, что вызывает увеличение расхода топлива до 10 %. Это обусловлено тем, что при больших зазорах возрастает перетекание воздуха из полостей с большим давлением в полости с меньшим давлением и уменьшается напорность компрессора. Поэтому величина радиального зазора должна быть минимально возможной для всех режимов работы двигателя. Величина радиального зазора зависит от допусков на изготовление деталей, их возможных перекосов, прогиба под действием веса, оваллизации корпуса и ротора, деформаций ротора при переходе через критическую частоту вращения (см. гл. 7), изменения размеров от действия нагрузок (инерционных сил и давления) и температуры. Вследствие неодинаковой температуры корпуса по его длине и радиусу, а также различной жесткости, обусловленной наличием ребер и фланцев, в корпусе на различных его участках возникают различные деформации. При наличии продольных разрезов, вследствие существенно различной окружной жесткости, возникает температурная оваллизация корпуса.

Деформация ротора определяется значением центробежной силы, температурой нагрева деталей и коэффициентом температурного расширения материала. Деформация разъемного ротора зависит также от способа соединения секций. Наименьшую деформацию имеет ротор, секции которого соединены при помощи торцевых треугольных шлиц.

Таким образом, величины радиальных зазоров для первых, средних и последних ступеней компрессора должны быть различными. Учет всех факторов для назначения зазоров при проектировании компрессора чрезвычайно сложен, особенно учет остаточных деформаций лопаток и дисков в процессе длительной эксплуатации. Поэтому окончательно радиальный зазор уточняется при доводке компрессоров.

Для уменьшения радиального зазора применяют специальные мягкие покрытия, которые наносят на внутреннюю поверхность корпуса шириной, несколько большей проекции ширины лопатки на ее периферии на ось ротора (с целью учета взаимных осевых смещений ротора и статора). Толщина покрытия после обработки должна быть 1 ... 3 мм. В зависимости от температуры воздуха в каждой ступени применяют покрытия на основе графита, талька, асбеста, алюминиевой пудры и других компонентов, соединяемых с помощью специальных лаков. Для лучшего соединения с корпусом на его поверхности под покрытие выполняют спиральные канавки глубиной около 0,5 мм и шагом приблизительно 1 мм. С целью уменьшения зазора можно использовать специальные полимерные легко вырабатываемые покрытия, в которых лопатки как бы протачивают канавку. Однако использование подобных покрытий допустимо при стабильности характеристик полимерного материала во времени при рабочих температурах. На разных режимах работы радиальный зазор будет различным.

По мере развития газотурбинных двигателей одним из основных требований является улучшение их параметров и, в частности, уменьшение удельного расхода топлива, который в значительной степени определяется КПД компрессора. Поскольку КПД зависит от величины радиального зазора, сохранение его минимальной величины постоянным на всех режимах работы двигателя чрезвычайно актуально. Для поддержания оптимальной величины радиального зазора на различных режимах работы двигателя осуществляется его регулирование, например, путем нагрева или охлаждения корпуса компрессора последних ступеней, у которых его величина изменяется наиболее значительно.

Согласно статистическим данным значение относительного радиального зазора (для нерегулируемого зазора) составляет 0,2 ... 0,7 % для первых ступеней и 1,5 ... 5 % — для последних. Определив радиальные зазоры для первой и последней ступеней, находят радиальные зазоры для промежуточных ступеней, принимая линейный закон их изменения, что допустимо при проектировании на уровне технических предложений.

Осевые зазоры между рабочими и направляющими лопатками желательно иметь минимальными, так как они влияют на длину и массу компрессора. При очень малых значениях осевых зазоров возникает неустойчивая работа компрессора и появляются опасные вибрации лопаток. Вследствие этого осевой зазор выбирают в пределах 15 ... 25 % длины хорды рабочей лопатки на среднем радиусе.

3.14. МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ДЕТАЛЕЙ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

При выборе материалов для деталей осевого компрессора следует исходить из их теплового состояния, сопротивления коррозии и эрозии и обеспечения требуемой долговечности.

Входные устройства. При рабочей температуре $t \leq 250^\circ\text{C}$ применяют листовые материалы: дуралюмин и титановый сплав, при $t < 500^\circ\text{C}$ — титановый сплав и коррозионно-стойкую сталь, при $t > 500^\circ\text{C}$ — коррозионно-стойкую сталь, например, 12Х18Н9Т.

Диски, барабаны и проставки ротора. Алюминиевые сплавы можно применять при температурах до 250°C , титановые сплавы и жаропрочные стали — до $450 \dots 550^\circ\text{C}$. Механические свойства некоторых материалов, используемых для изготовления дисков, проставок и барабанов, приведены в табл. 3.5. Во всех случаях указанные детали штампуют и обрабатывают механически.

Рабочие лопатки. При температуре $t < 250^\circ\text{C}$ возможно применение алюминиевых сплавов АК4-1 и ВД-17. Однако для обеспечения необходимого сопротивления усталости при попадании посторонних предметов лопатки первой ступени следует выполнять из коррозионно-стойкой стали.

При рабочей температуре лопаток менее 250°C для их изготовления можно использовать также стеклопластики. При температуре до 500°C применяют титановые сплавы ВТ3-1, ВТ8,

Таблица 3.5

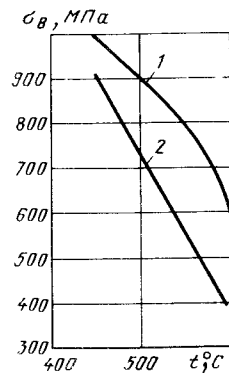
Материал	Предел прочности при растяжении σ_B , МПа	Удлинение δ , %	HRB	Материал	Предел прочности при растяжении σ_B , МПа	Удлинение δ , %	HRB
АК-2	360	4	95	ВТ10	1060	5,3	310 ... 340
АК4-1	380	4	100	33ХНЗМА	950	14	290 ... 310
ВД-17	440	10	115 ... 150	18Х2Н4МА	1120	13	305 ... 325
ВТ3-1	950 ... 1200	10 ... 16	260 ... 340	40ХН2МА	1000	12	299 ... 321
ВТ3	1000 ... 1100	8 ... 12	310 ... 350	13Х14Н3В2ФР	1200	15	420

Таблица 3.6

Марка стали	Температура испы- таний, °С	Мо- дуль упру- гости E	σ_B	Условный пре- дел текучести $\sigma_{0,2}$	σ_{100}	$\sigma_{0,2/100}$	Предел вынос- ливости σ_{-1}	Примечание
13X11H2B2MФ	450	157000	1000	840	730	580	500	Для деталей двигателей, работающих при температу- ре до 600 °С
	500	145000	900	730	630	300	460	
	550	125000	800	700	440	200	430	
	600	109000	600	490	270	150	300	
13X14H3B2ФР	500	155000	910	620	500	270	—	Для лопаток дисков, валов, стяжных бол- тов, работаю- щих при тем- пературе до 550 °С
	550	140000	650	470	300	180	—	
14X17H2	450	162000	920	730	—	—	—	Для лопаток компрессора при температу- ре нагрева до 500 °С
	500	151500	750	670	—	90	—	
	550	—	570	440	—	—	—	
	600	136000	380	—	—	—	—	

а выше 550 °С — хромистые стали 13X11H2B2MФ, 13X14H3B2ФР, 14X17H2. Механические свойства указанных сталей приведены в табл. 3.6 и на рис. 3.59.

При выборе материала для лопаток необходимо учитывать, что для получения высокого сопротивления усталости заготовка лопатки должна быть получена путем штамповки. Окончательную форму лопатки получают механической или электромеханической обработкой. Для уменьшения припуска применяют точную штамповку, чеканку, после которой замковую часть обрабатывают механически, а перо лопатки только полируют.



Направляющие лопатки. Для изготовления лопаток направляющих аппаратов используются алюминиевые и титановые сплавы, приведенные выше, а также листовой дуралюмин Д1 и стали 20, Х17Н2 и др. При выборе марки стали надо учитывать, что лопатки направляющих аппаратов испытывают меньшие нагрузки, чем рабочие.

Рис. 3.59. Зависимость σ_B хромистых сталей от температуры:

1 — сталь 13X11H2B2MФ; 2 — сталь 14X17H2

Корпус компрессора. Выбор материала для корпуса также определяется его рабочей температурой. Корпус может быть литым из алюминиевых сплавов АЛ4 и АЛ5, упрочненными термобработкой, или сварным из листового титанового сплава и стали.

Механические свойства алюминиевых сплавов и магниевого сплава, применяемого для переднего корпуса дозвуковых двигателей, приведены в табл. 3.7.

Вал компрессора и цапфы. Наиболее часто для их изготовления используют стали 18Х2Н4МА, 40Х2МА, 12Х2Н4А. Для деталей воздушных уплотнений применяются мягкие углеродистые стали типа сталь 10, а при допустимой рабочей температуре — алюминиевые сплавы.

Титановые сплавы. Для изготовления деталей компрессора широко используются титановые сплавы. Это объясняется их высоким пределом прочности, не меньшим, чем у некоторых сортов сталей, при сравнительно небольшой плотности $\rho = 4,5 \times 10^3$ кг/м³. Поэтому применение титановых сплавов позволяет заметно снизить массу компрессора, а вместе с тем и массу всего двигателя (табл. 3.8). Однако, применяя титановые сплавы, следует учитывать их механические свойства.

По статической прочности при растяжении в условиях нормальной температуры титановые сплавы не уступают высокопрочным сталям. Данные сравнения механических свойств тита-

Таблица 3.7

Сплав	Температура испытания, °С	σ_B	$\sigma_{0,2/100}$	δ , %	НВВ	Примечание
		МПа				
АЛ1	20	260	—	0,5	100	Термопрочный сплав
	200	181	100	1,5	—	
	250	175	62	1,9	—	
	270	165	—	2,2	—	
	300	133	37	4,2	—	
АЛ4	20	240	—	3,0	70	Сплав повышенной прочно- сти с хорошими литейными свойствами
	100	220	—	—	—	
	150	190	—	—	—	
	200	160	—	—	—	
	250	110	—	—	—	
АЛ5	20	260	—	0,8	80	Сплав повышенной прочно- сти (основной недостаток — низкая пластичность)
	100	260	—	1,0	—	
	150	250	—	1,0	—	
	200	220	80	1,4	—	
	250	180	46	1,5	—	
МЛ5	300	130	24	4,0	—	Высокопрочный сплав (при- меняют как заменитель спла- вов АЛ4, АЛ5) с хорошими литейными свойствами
	20	220	—	2,0	50	
	100	220	47	10,0	56	
	150	185	21	12,0	55	
	200	155	—	15,0	43	
	250	120	—	15,0	32	

Таблица 3.8

Деталь	Материал	Примерная масса, кг	Уменьшение массы при переходе от стали к титановому сплаву, кг	
			на одну деталь	на весь двигатель
Рабочая лопатка компрессора	Сталь	0,045	—	—
	Титановый сплав	0,027	0,018	12,7
Направляющая лопатка компрессора	Сталь	0,027	—	—
	Титановый сплав	0,018	0,009	13,6
Диск компрессора	Сталь	11,32	—	—
	Титановый сплав	6,37	4,95	65

Таблица 3.9

Материал	$\sigma_{0,2}$, МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ , %	НВ
Титановый сплав	1050	980	15	320
Сталь	1050	980	16	285...321

нового сплава и стали при нормальной и повышенной температуре приведены в табл. 3.9 и рис. 3.60; 3.61; 3.62; 3.63.

Предел выносливости σ_{-1} гладких полированных образцов из титановых сплавов выше, чем у образцов из стали (рис. 3.62). Однако детали из

титановых сплавов (особенно при нарушении технологических процессов их изготовления) имеют высокую чувствительность к концентрации напряжений, что существенно снижает их сопротивление усталости (рис. 3.63).

Модуль упругости E для титановых сплавов примерно в два раза меньше, чем для стали. Поэтому, когда решающее значение для тонкостенных конструкций из титановых сплавов имеет

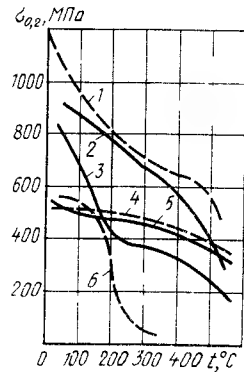


Рис. 3.60. Зависимость $\sigma_{0,2}$ дисковых материалов от температуры: 1, 2, 3 — титановые сплавы; 4, 5 — стали; 6 — алюминиевый сплав

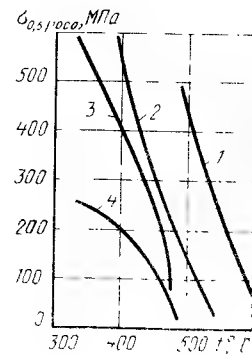


Рис. 3.61. Зависимость $\sigma_{0,5,1000}$ от температуры: 1 — сталь; 2, 3, 4 — титановые сплавы

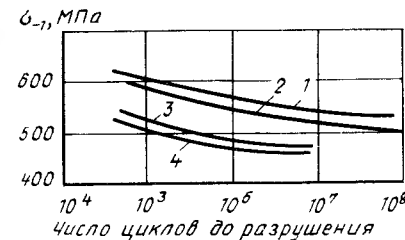


Рис. 3.62. Зависимость сопротивления усталости полированных образцов из сплавов, применяемых для изготовления лопаток компрессора от числа циклов:

1, 2 — титановые сплавы с отношениями пределов выносливости к пределам кратковременной прочности, соответственно равными 0,55 и 0,5; 3, 4 — стали с отношениями пределов выносливости к пределам кратковременной прочности, соответственно равными 0,42 и 0,48

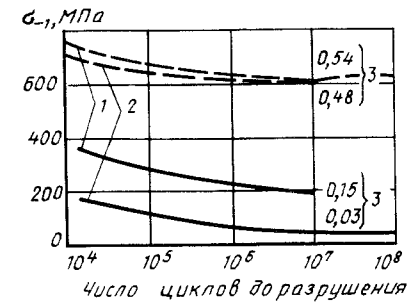


Рис. 3.63. Зависимость сопротивления усталости гладких и надрезанных образцов от числа циклов:

1 — сталь; 2 — титановый сплав; 3 — отношение пределов выносливости к пределам кратковременной прочности; — — — гладкий образец; — — — образец с надрезом под углом 60°

жесткость, толщину стенок приходится увеличивать. При этом снижения массы конструкции добиться не всегда удается.

Особенностью титановых сплавов является их низкая теплопроводность, составляющая примерно 20 % теплопроводности стали. Поэтому в одних и тех же температурных условиях местная температура титановых лопаток достигает значительно больших значений, чем стальных.

Непрерывный контакт двух взаимно подвижных поверхностей из титановых сплавов вызывает их сварку и возгорание. Если корпус компрессора и рабочие лопатки изготовлены из титанового сплава, следует применять мягкие покрытия, разделяющие их (см. рис. 3.48). Покрытие из титаново-оксидной пленки также значительно уменьшает возможность возгорания деталей.

Механические свойства некоторых титановых сплавов в зависимости от температуры приведены в табл. 3.10.

Таблица 3.10

Сплав	Механические качества, МПа	100, °C	200, °C	300, °C	400, °C	500, °C
BT3	$\sigma_{0,2}$	760	620	530	500	410
	σ_{100}	—	—	600	560	350
	σ_B	820 ... 950	690 ... 830	600 ... 740	680	600
BT4	$\sigma_{0,2}$	—	—	420	400	—
	σ_{100}	—	—	—	—	—
	σ_B	—	—	590	540	—
BT8	$\sigma_{0,2}$	840	710	690	610	570
	σ_{100}	—	—	—	750	500
	σ_B	950	860	830	750	720

Стеклопластики. Стеклопластики можно применять для изготовления некоторых деталей компрессора ТРД и особенно ТРД для самолетов вертикального взлета. При низких рабочих температурах стеклопластики обладают следующими преимуществами:

- небольшой плотностью — $(1,6 \dots 1,7) 10^3 \text{ кг/м}^3$;
- достаточно большой допускаемой длительной температурой — до 260°C (у некоторых видов стеклопластиков до 350°C);
- достаточно высоким $\sigma_{\text{в}} = 400 \dots 480 \text{ МПа}$, а у некоторых видов — выше 600 МПа ;
- весьма большим декрементом затухания.

И как недостаток современных стеклопластиков — сравнительно небольшой при 10^8 циклах предел выносливости $\sigma_{-1} = 98 \text{ МПа}$, в то время как для стали $\sigma_{-1} = 465 \text{ МПа}$, для ковального алюминиевого сплава $\sigma_{-1} = 135 \text{ МПа}$, для титанового сплава $\sigma_{-1} = 422 \text{ МПа}$.

Стеклопластики состоят из связующего (синтетической смолы) и стекловолоконного наполнителя (стеклянных нитей, жгутов, лент, тканей). Наполнитель — армирующий элемент, который и воспринимает основные нагрузки. Связь отдельных волокон наполнителя в общую систему и равномерное распределение нагрузки обеспечивается связующим составом. Наиболее перспективными являются композиционные материалы, в которых в качестве наполнителя используются металлические элементы; вследствие этого повышаются механические характеристики.

Вопросы для самоконтроля

1. Назовите основные требования, предъявляемые к компрессорам, и поясните их.
2. Обоснуйте возможные способы снижения удельной массы компрессоров.
3. Назовите и объясните основные различия конструктивных схем осевых компрессоров ТРД и ТРДД.
4. Какие конструктивно-технологические решения могут использоваться для уменьшения массы лопаток вентилятора ТРДД с большой степенью двухконтурности?
5. Обоснуйте используемые способы соединения лопаток с диском. Назовите их достоинства и недостатки.
6. Какие типы роторов вы знаете? Дайте характеристику каждому типу с указанием преимуществ и недостатков.
7. Каким способом передается крутящий момент от ступени к ступени в роторах смешанного типа и от вала к дискам в роторах дискового типа?
8. Каковы требования к проектированию корпуса компрессора и его составных частей?
9. Перечислите и обоснуйте способы крепления лопаток и направляющего и спрямляющего аппаратов к корпусу.
10. Почему необходима защита входного устройства и лопаток ВНА от обледенения?
11. Какие требования предъявляются к материалам основных деталей компрессора?

ГЛАВА 4

ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ

Газовые турбины относятся к числу самых напряженных узлов конструкции ГТД, ограничивающих в большинстве случаев надежность двигателя и его ресурс. Это связано с большими значениями температуры и давления газа перед турбиной и окружной скорости на среднем диаметре рабочих лопаток. В то же время обеспечиваются такие качества, как большая мощность при приемлемых габаритных размерах и массе, относительной простоте конструкции и возможности регулирования в достаточно широком диапазоне. Это достигается благодаря использованию всего накопленного опыта в проектировании: постоянному совершенствованию технологических приемов изготовления, повышению жаропрочности материалов, идущих на изготовление рабочих и сопловых лопаток, дисков и других ответственных деталей, применению методов доводки, эксплуатации и технического обслуживания.

В процессе проектирования достижение этих качеств определяет выбор и обоснование конструктивно силовой схемы, газодинамическое профилирование конструктивных форм, лопаток, разработку системы охлаждения, выбор конструктивных материалов, обеспечение требуемых запасов прочности и возможности поэтапного контроля работоспособного состояния турбины в эксплуатации.

4.1. КОНСТРУКТИВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ И КОМПОНОВКИ

В конструкциях современных и перспективных ГТД преимущественное применение получила осевая газовая турбина, в большинстве случаев многоступенчатая, позволяющая пропускать большие расходы высокотемпературного газа при приемлемых габаритных размерах и массе. Радиальные центробежные турбины в ГТД используются лишь для малоразмерных двигателей вследствие их больших габаритных размеров, а следовательно, и большей массы, т. е. там, где с этими недостатками можно примириться в целях упрощения и удешевления производства рабочего колеса и наличия в этих случаях более высокого

значения КПД. Рабочее колесо таких турбин изготавливается отливкой и имеет небольшое число лопаток $z = 8 \dots 16$.

В одновальных ТРД, ТРДФ, ТВД при сравнительно невысоких значениях λ_k^* число ступеней турбины, как правило, не превышает трех при консольном или межопорном расположении дисков. В ТРДД и ТРДДФ при числе роторов $2 \dots 3$ число ступеней возрастает до $4 \dots 8$.

В настоящее время для трехвальных ГТД сложилась следующая классификация турбин: турбины высокого давления, среднего давления и низкого давления.

Турбина, обеспечивающая вращение вала ВИШ (винта изменяемого шага) в ТВД или выходного вала в турбовальном двигателе, мощность которой используется для привода отдельного агрегата, называется свободной турбиной.

Наибольшие трудности вызывает создание охлаждаемых турбин высокого давления, в которых стремятся ограничиться числом ступеней $z = 1 \dots 2$. При этом должна быть обеспечена требуемая прочность рабочих лопаток и дисков несмотря на значительные температуры газа ($T_g^* = 1450 \dots 1650$ К, а в перспективе до $T_g^* = 1800$ К и более).

При высоких значениях окружной скорости ($u \approx 400 \dots 450$ м/с), обеспечивающих срабатывание большого теплоперепада в одной ступени, происходит значительное снижение температуры газа и благодаря этому последующие ступени среднего и низкого давления могут выполняться неохлаждаемыми, что значительно упрощает конструкцию узла в целом.

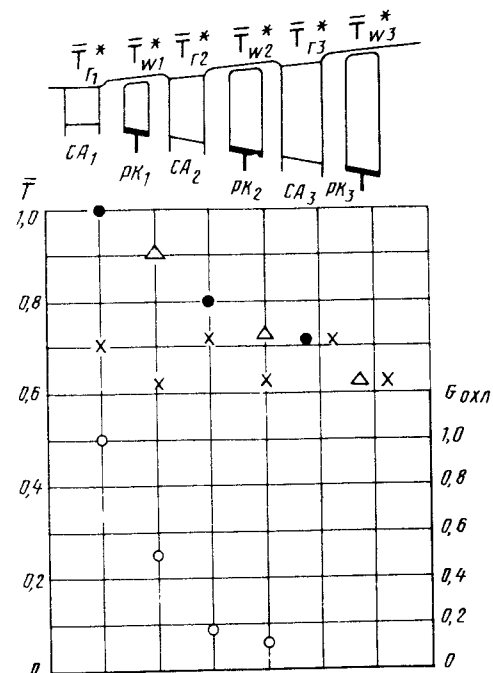
Роль окружной скорости ступени с высокой газодинамической нагрузкой хорошо видна на примере двигателя ТРДДФ F101, у которого охлаждается только одна ступень турбины несмотря на высокую температуру газа ($T_g^* \approx 1650$ К) вследствие достигнутой высокой окружной скорости более 450 м/с. Срабатываемый в этой ступени большой теплоперепад обеспечивает существенное снижение температуры газа перед последующей ступенью.

Трудности создания таких турбин связаны с системой воздушного охлаждения, конструктивными изменениями (утолщением) профилей сопловых и рабочих лопаток, введением коммуникаций подвода охлаждающего воздуха. Кроме того, отбор на охлаждение некоторого количества воздуха из компрессора ($\sim$ до 13 % и более) увеличивает газодинамическую нагруженность турбины. Эти ступени имеют несколько пониженное значение КПД, так как размеры проточной части наименьшие, а при коротких лопатках на него значительное влияние оказывает относительно большой радиальный зазор, а также выпуск охлаждающего воздуха в проточную часть и его смещение с основным потоком газа.

Турбины компрессора низкого давления ТРД, ТРДД и турбины вентилятора ТРДД проектируются на более низкие окружные скорости. Учитывая значительное снижение температуры газа в предыдущих ступенях турбины компрессора, эти турбины,

Рис. 4.1. Относительные значения температур:

● — T_{g1}^* — газа в каналах сопловых аппаратов, Δ — T_{w1}^* — газа в каналах рабочих колес, $\times$ — лопаток сопловых аппаратов T_{CA1} и лопаток рабочих колес $T_{p.k1}$ в зависимости от $\bar{G}_{охл}$ — относительного количества воздуха на их охлаждение (обозначено $\circ$)



как правило, проектируют неохлаждаемыми. В отдельных случаях лишь у первых их ступеней используются охлаждаемый сопловой аппарат, а иногда и охлаждаемые рабочие лопатки.

В качестве наглядного примера на рис. 4.1 приведены относительные значения температуры газа T_g^* в сопловых аппаратах

трехступенчатой турбины, температуры газа T_w^* в лопаточных каналах рабочих колес и количество воздуха $\bar{G}_{охл}$, идущего на охлаждение соответствующих лопаток СА и РК, обеспечивающего примерно равную температуру лопаток сопловых аппаратов T_{CA} и лопаток рабочих колес $T_{p.k}$ двух охлаждаемых и одной неохлаждаемой ступени.

В ряде случаев для увеличения окружной скорости (чаще всего турбины вентилятора ТРДД или ТРДИ), если учесть, что частота вращения у этих турбин меньше, чем у турбин компрессоров высокого давления, и что разность по частоте вращения возрастает с увеличением степени двухконтурности, увеличивают средний диаметр турбин ТРДД, выполняя переходный канал при резком изменении диаметров. При незначительном изменении диаметров этот переход возможен, если лопатки соплового аппарата в месте перехода на больший диаметр выполнять широкими. В обоих случаях стремятся обеспечить максимально высокую окружную скорость при необходимой прочности.

4.1.1. Конструктивные параметры

Одним из важнейших конструктивных параметров ступени является относительная длина лопаток рабочего колеса (коэффициент длины $D_{ср}/l$ обычно берется по выходному сечению, где

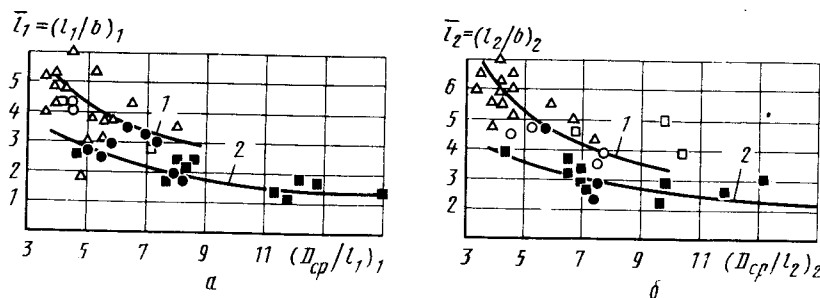


Рис. 4.2. Зависимость удлинения сопловых l_1 и рабочих l_2 лопаток авиационных газовых турбин от отношения $(D_{cp}/l)_i$:
 ○ — турбины ТРД; □ — турбины компрессора ТРДД; Δ — турбины вентилятора ТРДД; 1 — неохлаждаемые лопатки; 2 — охлаждаемые лопатки

D_{cp} — средний диаметр, l — длина лопатки) и связанное с этим параметром втулочное отношение $\bar{d}_T$. Оба параметра однозначно связаны с величиной потерь в проточной части, организацией охлаждения лопаток, «веерностью» рабочих лопаток и, главное, их прочностью:

$$\frac{D_{cp}}{l} = \frac{1 + \bar{d}_T}{1 - \bar{d}_T} \quad \text{или} \quad \bar{d}_T = \frac{D_{cp}/l - 1}{D_{cp}/l + 1}.$$

Для турбин ТРД, ТРДФ, ТВД характерны значения $D_{cp}/l = 6 \dots 11$ ($\bar{d}_T = 0,71 \dots 0,83$). Для первых ступеней ТРДД с большой степенью двухконтурности лопатки относительно короткие: $D_{cp}/l = 14 \dots 20$ ($\bar{d}_T = 0,86 \dots 0,90$). Для последних ступеней современных ТРД и ТВД эта величина составляет $D_{cp}/l = 4 \dots 8$ ($\bar{d}_T = 0,6 \dots 0,78$). Предельное значение $(D_{cp}/l)_{\min} = 3$ ($\bar{d}_T = 0,5$) [36].

Не менее важным конструктивным параметром ступени является удлинение лопаток $\bar{l} = l/b$, т. е. отношение длины лопатки l в выходном сечении к величине хорды b на среднем радиусе. Статистические данные по удлинению лопаток приведены на рис. 4.2. Величина оптимального удлинения $\bar{l}$ зависит как от коэффициента длины D_{cp}/l , так и от наличия или отсутствия охлаждения лопаток (величина хорды b связана с максимальной толщиной профиля δ , которая у охлаждаемых лопаток значительно больше, чем у неохлаждаемых).

Относительная длина лопатки рабочего колеса в значительной степени определяет ее прочность. Так, если оценивать в первом приближении прочность по корневому сечению, где напряжение растяжения от действия центробежных сил определяется как

$$\sigma_p = 2\rho u_{cp}^2 l / D_{cp},$$

а при наличии бандажных полок на концах лопаток — в зависимости от формы полки, наличия и числа гребешков лабиринтного уплотнения, то $\sigma_p \cong (1,15 \dots 1,3) 2\rho u_{cp}^2 l / D_{cp}$.

Из приведенных формул видно, что с увеличением длины лопаток l при заданном среднем диаметре D_{cp} резко возрастает напряжение растяжения и для сохранения необходимого запаса прочности необходимо либо снижение окружной скорости на среднем диаметре u_{cp} , либо увеличение среднего диаметра с одновременным снижением частоты вращения ротора n_T (сохраняя u_{cp}).

Последнюю формулу легко преобразовать к виду

$$\sigma_p = 3,71 \cdot 10^{-5} n_T^2 G_T \frac{\sqrt{T_2^*}}{\rho_2^* q (\lambda_2) \sin \alpha_2},$$

откуда видно различное влияние газодинамических параметров G_T , ρ_2^* , T_2^* , $q (\lambda_2)$ и α_2 на прочность рабочих лопаток турбины. Далее эта формула принимает вид

$$\sigma_p = \text{const } n_T^2 D_{cp} l.$$

Ее анализ показывает, что для сохранения пропускной способности при уменьшении D_{cp2} в два раза необходимо увеличить длину лопаток также в два раза. При этом, если $n_T = \text{const}$ рабочие лопатки по σ_p равнопрочны. Однако уменьшение D_{cp2} приводит к уменьшению $u'_{cp} = 0,5 u_{cp}$, а следовательно, к уменьшению работы ступени $H'_u \cong 0,25 H_u$, так как $H_u \cong \text{const } u_{cp}^2$ [36].

Конструктивное совершенство турбины характеризуется величиной ее удельной массы $m_T = M_T/N_T$, где M_T — масса турбины, N_T — развиваемая ею мощность. Величина m_T по статистическим данным составляет $0,01 \dots 0,03$ кг/кВт.

В то же время характерным параметром является относительная удельная масса $\bar{m}_T = M_T/M_{дв}$, т. е. масса турбины, отнесенная к массе этого двигателя $M_{дв}$. Для ТРД и ТРДД $\bar{m}_T = 0,20 \dots 0,35$, для ТВД $\bar{m}_T = 0,30 \dots 0,45$, причем наибольшая из составляющих приходится на массу ротора — примерно $45 \dots 55 \%$, на массу сопловых аппаратов — $25 \dots 35 \%$ и на массу корпусов — $10 \dots 20 \%$.

При этом не учитывалось наличие напряжений изгиба лопаток $\sigma_{из}$ от действия газовых сил, уровень которых зависит как от нагрузки на ступень, так и от числа, длины и геометрии сечений лопаток. Следует иметь в виду, что эти напряжения $\sigma_{из}$ изменяются и при изменении режима работы двигателя, особенно у рабочих лопаток без бандажных полок (рис. 4.3).

Число рабочих лопаток достигает $70 \dots 85$ (150) — большее значение относится к спаренным лопаткам. Так, на рис. 4.4, а число охлаждаемых безбандажных лопаток 1 первой ступени и число охлаждаемых бандажированных лопаток 2 второй ступени равно 80. Число сопловых лопаток составляет: на первых ступенях $35 \dots 85$, на последних ступенях $80 \dots 110$.

При выборе числа лопаток учитывают ряд факторов, таких как оптимальная густота решетки и ее изменение по длине лопатки, условие размещения лопаток на диске, наличие либо

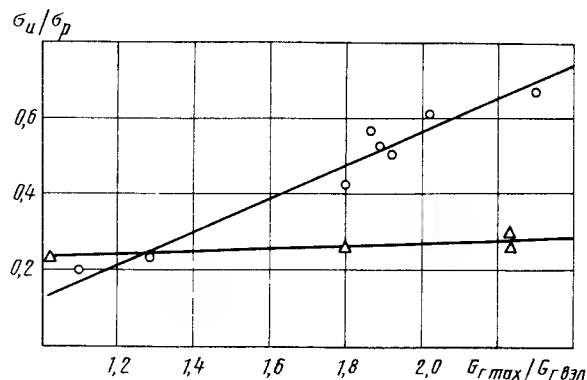


Рис. 4.3. Зависимость σ_n/σ_p от относительного максимального расхода газа через турбину $G_{г\max}/G_{г\text{взл}}$:

△ — рабочие лопатки с бандажными полками; ○ — без бандажных полок

отсутствие охлаждения и принимаемое конструктивно-технологическое решение схемы охлаждения, требуемая прочность и вибропрочность, экономическое обоснование.

Уменьшение числа лопаток, например, может диктоваться стремлением снизить потребность в дорогостоящих материалах либо стоимость изготовления комплекта и др. Так, например, в процессе модернизации семейства ТРДД CF-6 фирмы «Дженерал Электрик» при переходе от модификации CF6-6D к модификации CF6-32 число рабочих лопаток было резко уменьшено: на первой ступени со 108 до 88, а на второй ступени — со 116 до 90 при одновременном переходе от лопаток со спаренными хвостовиками к индивидуальному креплению обычным хвостовиком. Необходимая густота при уменьшении числа лопаток вызвала увеличение длины хорды профиля b примерно на 15 ... 20 %.

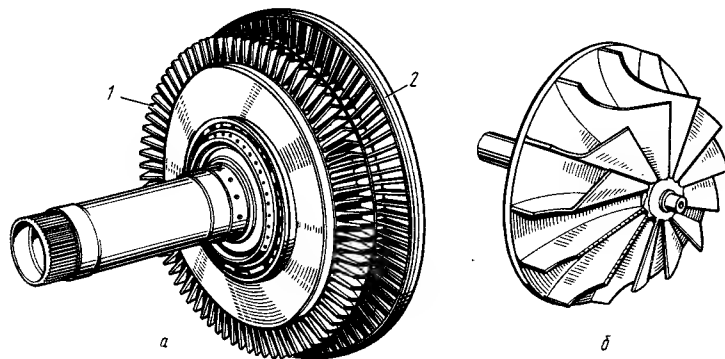


Рис. 4.4. Ротор турбины высокого давления ТРДД (а) и ротор радиальной центробежной турбины малоразмерного ТРД (б)

В процессе развития семейства ТРДД RB-211 английской фирмой «Роллс-Ройс» число лопаток в одноступенчатой турбине компрессора было уменьшено со 148 до 126, а на дисках трехступенчатой турбины РНД — со 124 до 92, с 76 до 68 и с 72 до 68 соответственно. Вместе с тем изменены и числа лопаток сопловых аппаратов: увеличены на второй ступени с 93 до 102 и уменьшены со 111 до 102 на третьей ступени.

Сопловые аппараты всех трех ступеней стали выполняться с одинаковым числом лопаток, равным 102, с целью улучшения их технологичности изготовления и сборки.

Проведено и изменение конфигурации проточной части — увеличены проходные сечения, благодаря чему достигнуто и некоторое снижение ($\sim 2\%$) удельного расхода топлива.

При формировании ТРДД фирмой «Уильямс Интернэшнл» (США) в модификации F107-WR-103 в турбине компрессора высокого давления предусматривается сокращение числа рабочих лопаток с 73 до 56 (прорабатывается вариант и с 38-ю лопатками).

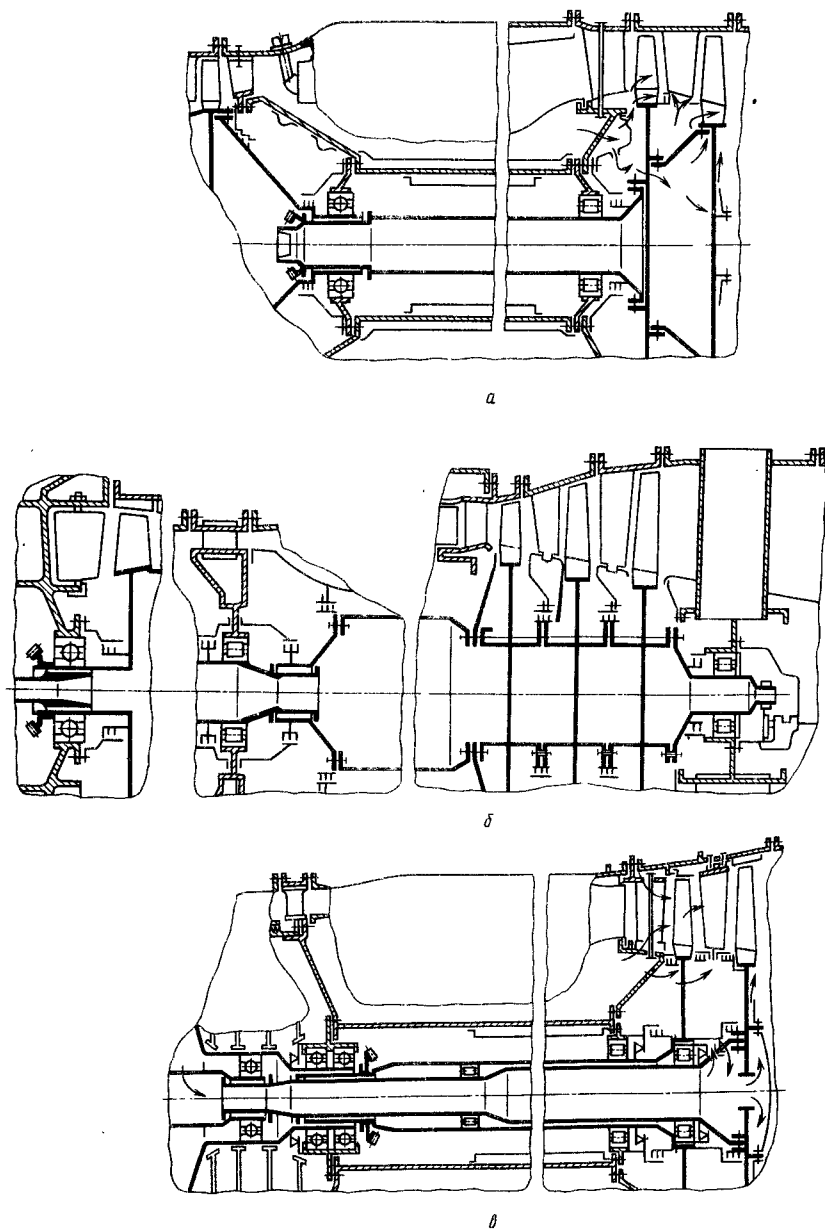
4.1.2. Конструктивные компоновки

Характерные конструктивно компоновочные схемы газовых турбин показаны на рис. 4.5. На конструктивную компоновку газовой турбины основное влияние оказывает число ступеней и число роторов турбины, место расположения опор роторов и принимаемые конструктивные схемы силовых связей опор с наружным корпусом, наличие и число разъемов у ротора и потребное количество разъемов у корпуса, геометрия проточной части, схема охлаждения элементов конструкции (сопловых и рабочих лопаток, дисков, корпусных деталей, опор и др.), удобство сборки и разборки, а также контроля технического состояния и ряд других факторов.

Число ступеней турбины ТРД и ТРДФ не превышает, как правило, трех. В ТВД оно составляет 3 ... 5, а для ТРДД и ТРДДФ оно равно 2 ... 8.

В ТРДД при значениях $\pi_k^* \leq 15$ и $T_g^* \approx 1550 \dots 1600$ К турбина выполняется, как правило, двухступенчатой, по схеме 1 + 1. При несколько больших $\pi_k^* = 25 \dots 30$ и степени двухконтурности $m = 0,5 \dots 2,0$ число ступеней возрастает до 3 ... 4 при компоновке 1 + 2 и 2 + 2. При больших значениях m и π_k^* требуется дальнейшее увеличение числа ступеней при комбинациях от 2 + 3 до 2 + 5, причем с возрастанием степени двухконтурности увеличивается число ступеней турбины низкого давления.

При трехвальной схеме ГТД газовую турбину выполняют по схеме 1 + 1 + 2, 1 + 1 + 3 и 1 + 1 + 4. В наиболее простых компоновочных схемах одновальных турбин (рис. 4.5, а, б) ТРД



и ТВД, когда количество ступеней ротора не превышает в большинстве случаев двух (в редких случаях — трех), рабочие колеса располагают по отношению к опорам консольно (рис. 4.5, а, в, г).

С целью повышения изгибной жесткости ротора во избежание

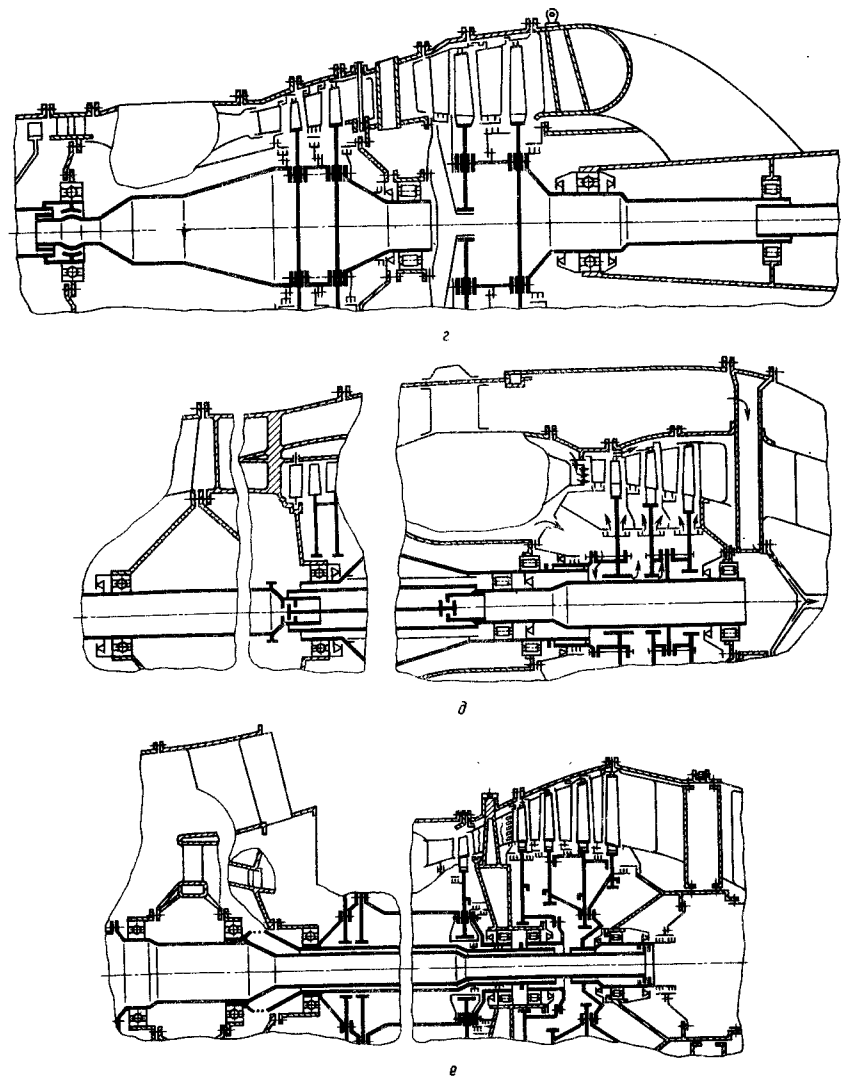


Рис. 4.5. Конструктивные схемы газовых турбин:

а — однороторного ТРД АМ5 (РД-9); б — однороторного ТВД (НК-4); в — двухроторного ТРДФ (Р11-300, модификация); г — двухроторного ТВД (ТВ2-117); д — двухроторного ТРДД (АИ-25); е — трехроторного ТРДД (Д-36)

резонансных режимов его работы (см. разд. 7.5) рабочие колеса располагают по межопорной схеме, т. е. заднюю опору располагают позади рабочих колес — выполняют задисковой. Такое решение может быть вызвано большим числом ступеней (рис. 4.5, б), пониженной изгибной жесткостью вала малого диаметра (рис. 4.5, д, е РНД и 4.5, е РСД), стремлением снизить

окружную скорость подшипника, уменьшая его посадочный диаметр при значительной частоте вращения ротора (рис. 4.5, б, г РВД и 4.5, е РНД, РСД и РВД).

Каждый ротор должен иметь две опоры, одна из которых фиксирует положение ротора относительно корпуса, другая допускает относительные осевые перемещения ротора и корпуса.

Как исключение, возможна установка третьей опоры во избежание опасного режима работы ротора на критических оборотах (см. рис. 4.5, в РНД).

В опорах, расположенных вблизи дисков рабочих колес, устанавливают роликовые подшипники, допускающие относительные осевые перемещения ротора и корпуса. Эти перемещения имеют место вследствие разности температурных расширений и упругих деформаций (хотя и незначительных) от действия осевых сил.

Опорой, фиксирующей ротор от осевых перемещений и воспринимающей осевое усилие ротора, является одна из опор, в которой установлен шариковый подшипник, зафиксированный от перемещения как по ротору, так и по корпусу.

В большинстве случаев фиксирующие опоры располагаются непосредственно в силовых корпусах:

- при одновалных схемах преимущественно и реже при двухвалных в заднем силовом корпусе компрессора (рис. 4.5, а, в, г), изредка в переднем силовом корпусе компрессора (рис. 4.5, б) либо в силовом корпусе турбины винта ТВД (рис. 4.5, г);

- в двухвалных и трехвалных схемах ТРДД в разделительных силовых корпусах компрессоров (рис. 4.5, д, е);

- лишь в редких случаях двухвалных ТРД осевая фиксация РНД осуществляется через внутривальную опору, расположенную внутри РВД (рис. 4.5, в).

Расположение фиксирующей опоры примерно в середине длины ротора ТРД и ТВД ведет к уменьшению относительного смещения ротора и корпуса в турбине при изменении температурного режима работы двигателя, а следовательно, к уменьшению изменения торцевых зазоров (ротор — корпус) и радиального зазора между рабочими лопатками и корпусом при принятой геометрии проточной части с изменяющимся (увеличивающимся) наружным диаметром (см. рис. 4.5, б).

Фиксирующие опоры, нагруженные как радиальными, так и осевыми силами, вблизи дисков газовых турбин, как правило, не располагают вследствие повышенных тепловых потоков и необходимости в этих случаях увеличения подачи масла на их охлаждение.

На рис. 4.5, в, д показаны компоновочные схемы газовых турбин двухроторных ГТД с соосно расположенными валами. При одной, двух ступенях диски располагаются как консольно, так и по межопорной схеме. На схеме (рис. 4.5, в) диски одноступенчатых турбин РНД и РВД расположены консольно, причем задняя

опора турбины РНД выполнена межвальная, т. е. РНД опирается на РВН с помощью подшипника, размещенного внутри вала РВД. Такая компоновка при отсутствии заднего силового корпуса заметно упрощает конструкцию узла турбины, ведет к уменьшению массы, но в то же время — к усложнению конструкции узла межвальной опоры из-за возникающих трудностей в организации подвода и отвода масла смазочного на охлаждение, а также обеспечения надежности работы уплотнений. Возможны и большие трудности в отстройке от опасных резонансных режимов работы роторов вследствие их взаимного влияния.

На рис. 4.5, д показана компоновочная схема узла газовой турбины двухроторного ТРДД с задисковым и межвальным расположением опор РНД, при которой двухступенчатый РНД имеет свои две опоры: переднюю — межвальную и заднюю — задисковую с роликовыми подшипниками. Крутящий момент передается на ротор КНД через трубчатую шлицевую рессору, осевое усилие — через длинный стяжной болт на шарикоподшипник передней фиксирующей опоры двухопорного ротора КНД. Переднее расположение фиксирующей опоры ведет к увеличению осевых перемещений в газовой турбине. Однако при профилировании $D_{\text{нар}} \neq \text{const}$, но при наличии бандажных полок на рабочих лопатках обеих ступеней и сочетании гребешков уплотнений на них с корпусом по цилиндрическим поверхностям исключается влияние этих перемещений на изменение радиального зазора, как это имеет место в случае схемы, показанной на рис. 4.5, г, д, е.

Роторы КНД, ТНД и соединяющая их рессора имеют ограниченную длину, что обеспечивает достаточную изгибную жесткость при малых диаметрах валов и большую модульность конструкции. Однако само увеличение числа опор роторов ведет к возрастанию величины прокачки масла и усложнению в организации отвода тепла от масла.

На рис. 4.5, е показана компоновочная схема трехроторной турбины, в которой все опоры роторов выполнены без использования межвальных подшипников. Задняя опора РНД задисковая. Опоры РСД и РВД имеют силовую связь с наружным корпусом в виде стержней, проходящих внутри полых охлаждаемых лопаток соплового аппарата второй ступени (турбины РСД).

Опора РВД задисковая, а у РСД расположение диска по отношению к опоре консольное.

На ряд конструктивно-компоновочных решений форма проточной части оказывает существенное влияние. При $D_{\text{нар}} = \text{const}$ существенно упрощаются конструктивные формы, а следовательно, и изготовление корпусных деталей. Относительное осевое перемещение ротора и корпуса не влияет на изменение радиального зазора и облегчает задачу управления им. Такая проточная часть используется в некоторых ГТД и в ряде случаев наиболее

приемлема для первых ступеней высокотемпературных многоступенчатых газовых турбин.

Проточная часть с постоянным внутренним диаметром ведет к упрощению места перехода от пера к переходной части лопатки и полке хвостовика. Увеличение среднего радиуса и длины лопаток обеспечивает увеличение окружной скорости на последующих ступенях, что в многоступенчатой турбине может привести к сокращению числа ступеней. Увеличение относительной длины лопаток и рост вследствие этого напряжения растяжения компенсируются снижением рабочей температуры лопаток, а следовательно, некоторым возрастанием допускаемых напряжений по длительной прочности материала лопаток. Может иметь место и увеличение газодинамических потерь, если угол конусности превышает $15...18^\circ$.

Распространено использование комбинированной проточной части, когда на первых наиболее термически нагруженных ступенях $D_{нар} = \text{const}$, а последующие ступени выполняют с увеличивающимся наружным диаметром и уменьшающимся внутренним диаметром. С целью повышения значения окружной скорости $u_{ср}$ возможна компоновка с постоянным либо слегка уменьшающимся внутренним диаметром.

В ряде случаев при переходе от ступеней РВД к ступеням РСД или РНД в канале с увеличивающимся наружным и внутренним диаметрами с целью повышения окружной скорости $u_{ср}$ на последующих ступенях размещают широкохордовые полые лопатки соплового аппарата. При этом вынужденное осевое смещение диска последующей ступени используют для размещения конструктивных элементов силовой связи корпуса и междисковых опор (см. рис. 4.5, е) через внутренние полости лопаток соплового аппарата.

Роторы турбин являются сборочной единицей, состоящей в основе из дисков с лопатками, валов, цапф и ряда других деталей, и выполняются в большинстве случаев разъемными (либо блочно-разъемными). Разъемность роторов обеспечивает естественную возможность последовательной осевой сборки без продольного разреза наружного корпуса турбины. Этот разъем в газовых турбинах крайне нежелателен, так как ведет к неравномерности радиальных деформаций при нагреве и охлаждении в широком диапазоне рабочих температур.

Основные детали роторов соединяются в единый узел (см. разд. 4.5) с использованием известных приемов соединения, обеспечивающих надежную передачу крутящего момента, осевых и радиальных сил.

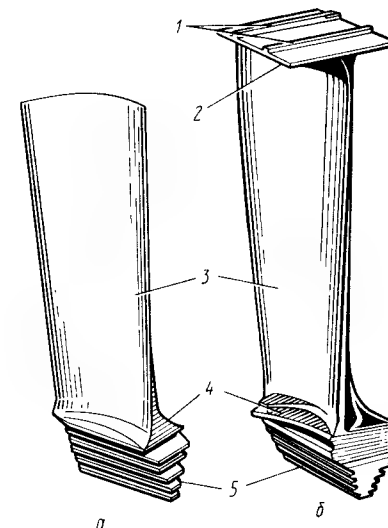
4.2. ЛОПАТКИ РАБОЧИЕ

4.2.1. Конструктивные параметры

Лопатки рабочие (рис. 4.6) имеют профильную часть (перо) 3, благодаря которой при установке лопаток в диск образуется решетка, обеспечивающая расчетные значения всех газо-

Рис. 4.6. Неохлаждаемые рабочие лопатки:

а — лопатка без бандажной полки; б — лопатка с бандажной полкой; 1 — гребни лабиринтного уплотнения; 2 — бандажная полка; 3 — перо; 4 — полка хвостовика; 5 — хвостовик



динамических параметров. Профильная часть лопатки переходит в замковую часть, которая выполняется в виде полки хвостовика 4 (нижней полки) и хвостовика 5 елочного типа для соединения лопатки с диском.

В ряде случаев для подвода охлаждающего воздуха либо увеличения длины теплопровода с целью снижения теплоподвода от лопаток в диск выполняется удлиненный хвостовик (рис. 4.7 и 4.11) прямоугольного, трапецевидного или более сложного сечения.

С целью повышения КПД ступени на концах профильной части лопаток выполняются бандажная полка 2 с одним либо несколькими уплотнительными гребнями 1 (рис. 4.6, б). Профильную часть лопаток выполняют в соответствии с теорией газовых турбин [16, 17, 36].

Перо имеет сложную пространственную форму. Выпуклую сторону принято называть спинкой, вогнутую — корытом. Кромку пера со стороны входа газа называют входной, а противоположную — выходной.

Сечения, как правило, повернуты друг относительно друга. Угол закрутки в отдельных случаях достигает 30° и более.

При построении поверхностей пера задают (рис. 4.7) расчетные координаты профиля для нескольких сечений при плавном переходе от одного сечения к другому, используя хорошо зарекомендовавшие себя исходные профили.

Процесс построения профилей и их размещения на различных радиусах в настоящее время достаточно автоматизирован и служит исходным материалом для выполнения чертежа лопатки в САПР.

Значительное внимание уделяется выбору толщин пера в сечениях с учетом необходимой прочности, технологических ограничений по минимальным значениям толщины профиля, радиусов скругления кромок (особенно тонкой выходной кромки), толщины стенок при проектировании охлаждаемых лопаток, формы внутренних каналов, перемычек и других конструктивных элементов (рис. 4.8).

В технических требованиях оговариваются допустимые отклонения контуров корыта и спинки порядка $\pm 0,25$ мм для литых

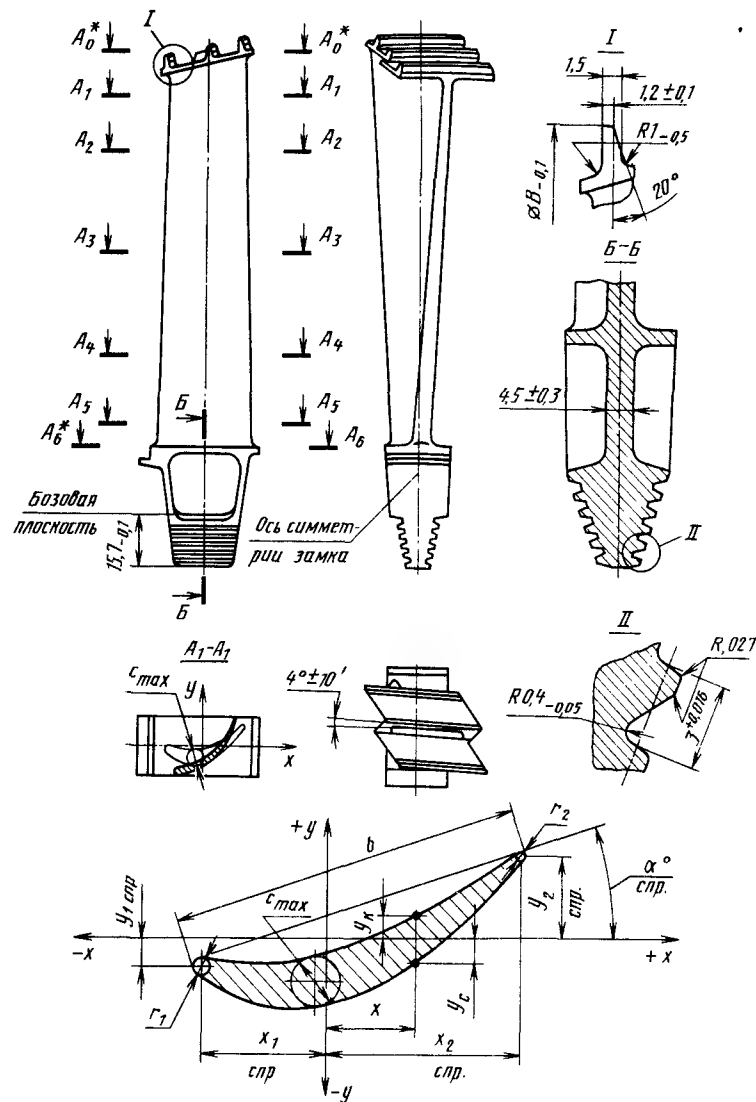


Рис. 4.7. Рабочая неохлаждаемая лопатка

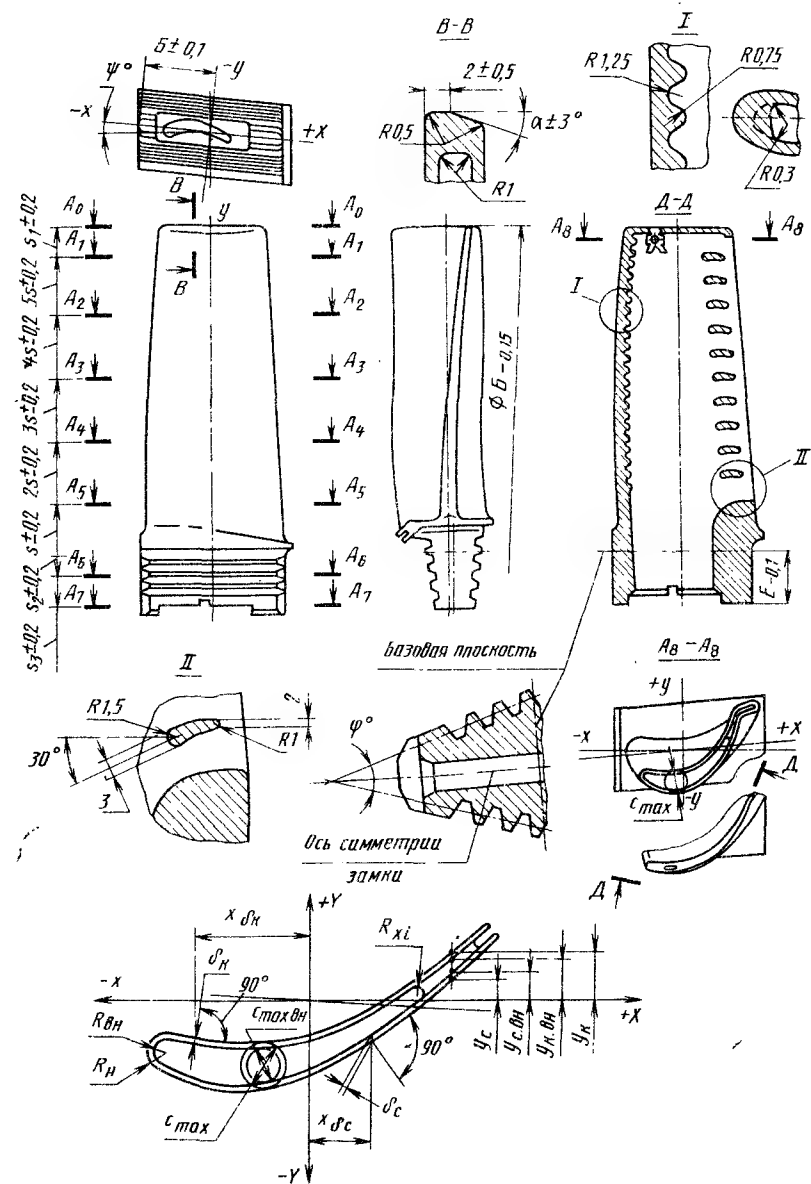


Рис. 4.8. Рабочая охлаждаемая лопатка

лопаток и от 0,1 до 0,3 мм — для лопаток из деформируемых сплавов, отклонение максимальной толщины профиля не более 0,02 мм; толщины выходной кромки порядка 0,1 ... 0,04 мм, а смещение контуров корневого сечения от номинального положения (плоскости симметрии замка) — 0,2 ... 0,6 мм и допуск на угол закрутки пера порядка $\pm 15'$.

Площади поперечных сечений изменяются, как правило, по степенному закону, нарастая от вершины к корню. При этом изменяются (увеличиваются) и моменты инерции сечений J_{xi} и J_{yi} по отношению к осям X_i и Y_i .

Надежность двигателя в значительной степени определяется прочностью турбинных рабочих лопаток, испытывающих разнообразные нагрузки, в частности, действие центробежных и газовых сил, вызывающих напряжения растяжения, изгиба и кручения. С ними суммируются напряжения от вибрации и связанные с неравномерностью нагрева тепловые напряжения. В соответствии с требованиями снижения уровня напряжений изгиба от газовых сил центры тяжести сечений могут располагаться не на строго радиальном луче, проходящем через центр тяжести корневого сечения, а на луче наклонном либо на пространственной кривой.

Величину смещения центров тяжести сечений определяют из расчетов на прочность, создавая изгибающий момент от центробежных сил, противоположный по знаку изгибающему моменту от газовых сил (см. подразд. 5.1.2).

В лопатках с бандажными и антивибрационными полками сечения пера дополнительно нагружаются центробежной силой от массы этих полок. Однако при наличии бандажных полок с уплотнительными гребнями уменьшается перетекание газа по зазору между концом лопатки и корпусом, уменьшаются напряжения изгиба (см. рис. 4.3), повышается вибропрочность, исключаются резонансные колебания по гармоникам низких частот (см. подразд. 5.2.3).

Корневое сечение пера и его угол установки определяют окружной шаг по ножке хвостовика лопатки, т. е. при заданной густоте решетки число лопаток и возможные размеры замкового соединения лопатки с диском.

Проектирование пера лопатки ведется с позиций минимума массы и обеспечения необходимого запаса прочности (см. гл. 5) с учетом технологических и других ограничений.

В настоящее время изготовление неохлаждаемых рабочих лопаток при обработке пера резанием применяется лишь в редких случаях, например для первых экземпляров спроектированного двигателя либо для отработки каких-то проектных задач. Однако и в этом случае заготовкой должна быть штамповка с продольным расположением волокон либо отливка.

Изготовление пера неохлаждаемых рабочих лопаток в серийном производстве осуществляется обработкой его электрохимическим способом (ЭХО) с последующими доводочными операциями

(электрошлифованием), при которых по сравнению с механической обработкой не возникает остаточных напряжений.

В настоящее время для изготовления рабочих лопаток широкое распространение получили методы отливок по специальной технологии заливки и охлаждения с направленной кристаллизацией либо многокристаллического вида.

Лопатки проходят контроль по допустимому отклонению частоты собственных колебаний, чтобы избежать возможных резонансных колебаний и значительного повышения вибронпряжений в процессе эксплуатации.

4.2.2. Соединение рабочих лопаток с дисками

Соединение рабочих лопаток с диском елочного типа — весьма напряженное и ответственное место в конструкции газовых турбин. Конструктивная форма и размеры (в буквенном обозначении) показаны на рис. 4.9.

Существующей конструкторской документацией предусматривается возможность увеличения размера $L_{p.d}$ на целое число миллиметров (по отношению к табличному значению) и соответственно других, связанных с $L_{p.d}$ размеров. Такое увеличение может быть вызвано, например, при проектировании охлаждаемых рабочих лопаток со вставным дефлектором.

Предусмотрена и возможность исполнения конфигурации зуба и впадины у основания паза в диске (рис. 4.10).

Числовые величины рекомендованных значений основных геометрических параметров и количества пар зубьев даны в табл. 4.1.

Соединение передает на диск все нагрузки, действующие на лопатку. Наиболее существенной является инерционная (центробежная) сила, достигающая значений $P_j = (1,0 \dots 2,5) \cdot 10^5$ Н. Под действием этой силы и изгибающих моментов зубья соединения

Таблица 4.1

S, мм	Φ°	γ, °	β, °	Количество пар зубьев q
		предельные отклонения		
		± 30′	± 15′	
1,8; 2,0; 2,2; 2,4; 2,6; 2,8; 3,0; 3,2; 3,5	20	65	115	2
1,8; 2,0; 2,2; 2,4; 2,6; 2,8; 3,0; 3,2; 3,5; 4,0; 4,5; 5,2; 6,0	30	55	105	от 2 до 5
		65	115	
	40	55	105	
	50			



на шаг S составляет $0,008 \dots 0,016$ мм, на радиусы впадин и скруглений зубьев r_b и r — $0,05$ мм. Оценка точности изготовления контролируется по заданным размерам $L_{\pm 0,02}^{+0,05}$ при установке в соответствующие впадины контрольных роликов диаметром d (см. рис. 4.9).

В конструкторской документации оговорены основные размеры хвостовика лопатки и паза в диске, количество пар зубьев. Угол клина φ выбирают в пределах $20 \dots 50^\circ$; угол β между рабочей поверхностью зуба и средней линией профиля гребенки — в пределах $105 \dots 115^\circ$; угол γ между рабочей и нерабочей поверхностями зуба — в пределах $55 \dots 65^\circ$. Число пар зубьев q соединения принимают от двух до пяти.

В случаях, когда соединение имеет менее пяти пар зубьев и проектируется с 4, 3 и 2-мя парами, должны включаться следующие пары зубьев (см. рис. 4.9):

при четырехпарном соединении — 2, 3, 4 и 5-я либо 1, 2, 3 и 4-я пара;

при трехпарном соединении — 1, 2, 3-я, либо 2, 3, 4-я, либо 3, 4, 5-я;

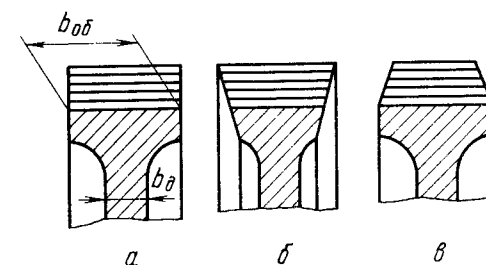
при соединении двухпарном — 3, 4-я, либо 4-я и 5-я пара.

С увеличением числа пар зубьев уменьшается величина нагрузки, передаваемая каждой парой, но, с другой стороны, увеличивается концентрация напряжений, так как при большем числе зубьев значение радиуса впадин зубьев замка r_b уменьшается. Поэтому меньшее число пар зубьев предпочтительнее.

Большое влияние на величину напряжений в замке оказывает форма перехода от полки лопатки к первому зубу. Для снижения концентрации напряжений в этой впадине радиус перехода рабочей поверхности первого зуба к ножке хвостовика лопатки r_n по сравнению с радиусом впадины остальных зубьев r_b увеличивают примерно в два раза. Снижение концентрации напряжений ведет к повышению надежности и долговечности конструкции.

С целью обеспечения свободной посадки, т. е. посадки с гарантированным зазором, этот зазор в холодном состоянии по разности размеров по базовым плоскостям хвостовика лопатки и паза диска составляет $\Delta \cong 0,2 \dots 0,3$ мм. Этот зазор обуславливает качку конца лопатки в окружном направлении, равную $\delta = \Delta \frac{l}{qS}$, здесь l — длина лопатки с хвостовиком, q — число пар, S — шаг зубьев. В процессе работы двигателя при частоте вращения ротора, равной приблизительно $(0,5 \dots 0,7) \omega_{\max}$, лопатка защемляется. Из-за наличия технологических допусков на точность изготовления условия защемления различных лопаток в комплекте оказываются неодинаковыми. Эксперименты показывают, что, если защемление происходит в верхней части замка, вибронпряжения возрастают, так как ухудшаются условия демпфирования. Если же защемление наступает в нижней части

Рис. 4.12. Форма и размеры периферийной части диска



соединения, вибронпряжения падают. Поэтому шаг зубьев в верхней части хвостовика целесообразно брать большим, чем в нижней части.

Для снижения напряжений в элементах соединения ширину обода $b_{об}$ делают больше толщины полотна диска b_d (рис. 4.12, а).

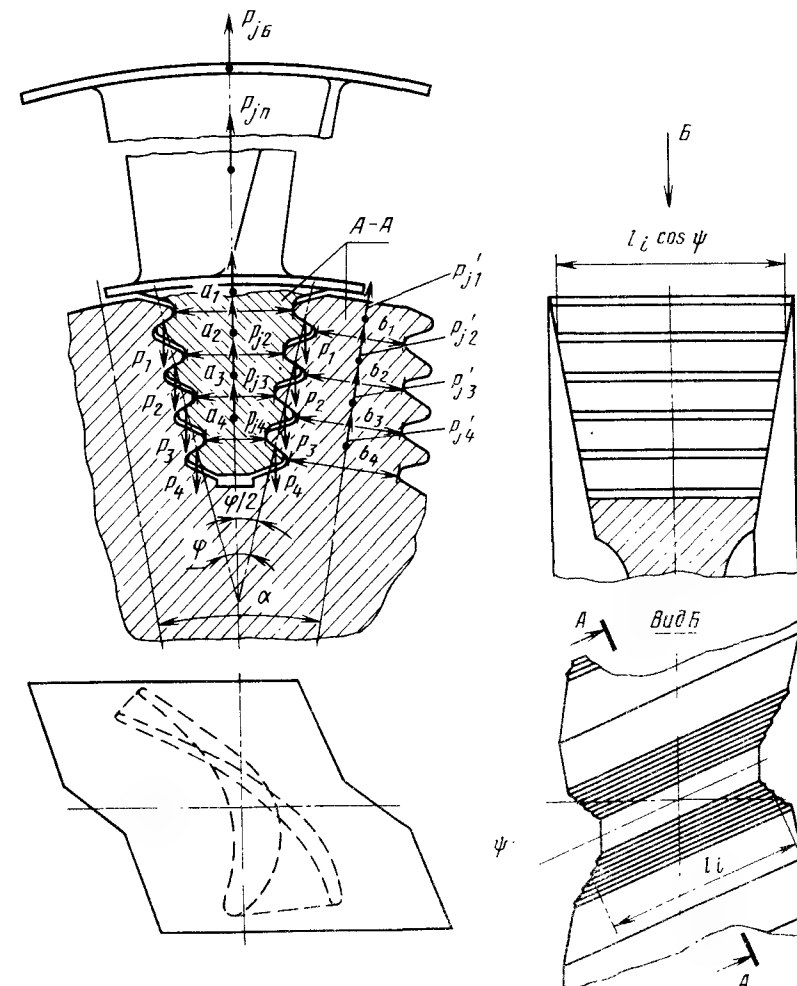


Рис. 4.13. Конструктивная форма, характерные размеры соединения елочного типа и действующие силы

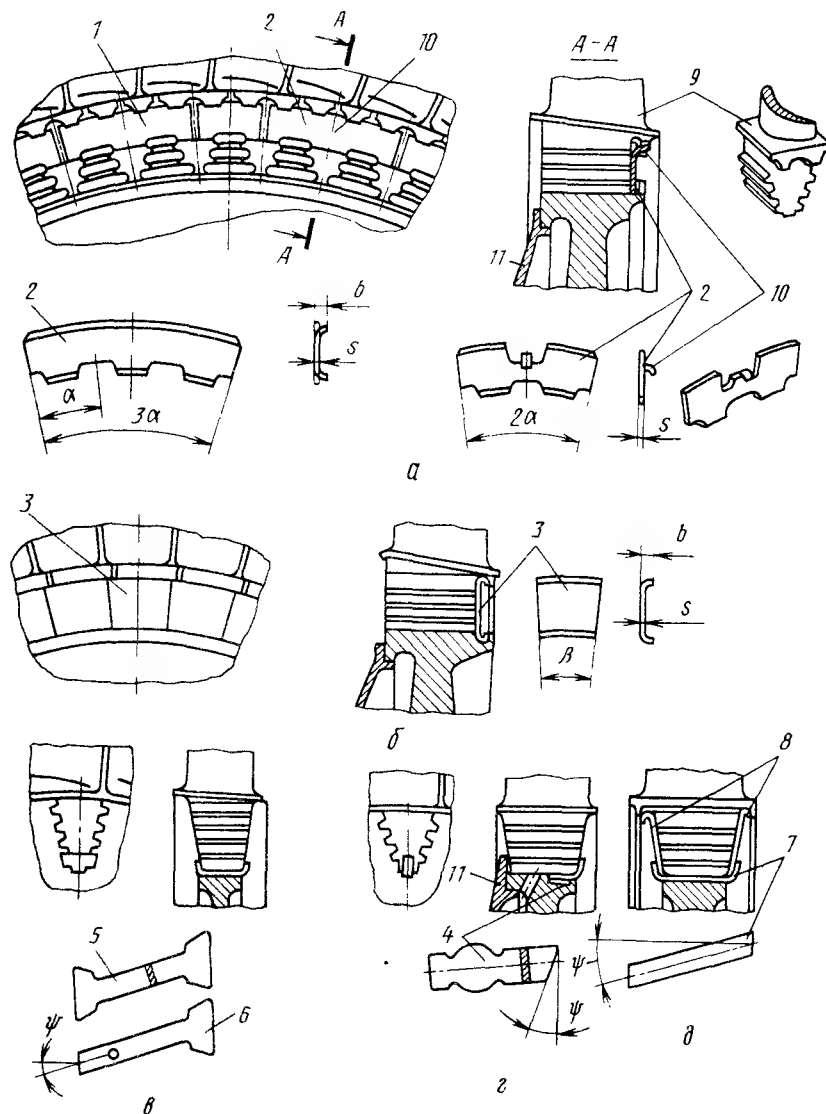


Рис. 4.14. Осевая фиксация рабочих лопаток в дисках, формы и исполнение пластинчатых замков:

1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 — замки соответственно 1-го—7-го видов; 8 — пластины; 9 — рабочие лопатки; 10 — отгибной усик; 11 — вращающийся дефлектор диска

Наиболее нагруженное поперечное сечение в перемычке выступов обода диска находится у основания выступов шириной b_4 (рис. 4.13), наиболее нагруженным сечением хвостовика лопатки является сечение a_1 . Ширина перемычки выступов обода b_4 обычно

больше ширины хвостовика a_1 , а при большой густоте решетки профилей они равны. В случае умеренной густоты, когда величина b_4 больше a_1 , толщину обода диска делают сужающейся от периферии к центру (см. рис. 4.12, б), что позволяет уменьшить массу обода и выполнить полотно диска турбины более тонким.

В некоторых случаях, например, для снижения контурной нагрузки на диск (см. рис. 4.12, в) ширину замковой части обода выполняют увеличивающейся от периферии к центру.

Закрепление (фиксация) лопаток 9 в диске от перемещения вдоль паза в соединениях лопаток с диском елочного типа осуществляется замками различного конструктивного вида (рис. 4.14). В замках, показанных на рис. 4.14, а, б, угол $\alpha = 360/z$, где z — число лопаток, устанавливаемых на диске; угол ψ соответствует углу разворота продольной оси елочного паза диска (см. рис. 4.13), толщина $s = 0,8 \dots 2,5$ мм. Для замков 1, 2 и 3 $b = s$; остальные линейные и угловые размеры выполняются согласно конструкторской документации. Конструктивные варианты замков 1, 2, 6 и 7, показанных на рис. 4.14, используются для фиксации как небандажированных, так и бандажированных лопаток турбин, а замков 3, 4 и 5 — небандажированных лопаток.

4.2.3. Расчет на прочность соединения лопаток с диском (елочного типа)

При расчете соединения на прочность рассчитывается зуб хвостовика лопатки на смятие, срез и изгиб. Сечение хвостовика лопатки и перемычки обода рассчитывается на растяжение.

Ниже дается приближенный расчет замка на прочность только от действия инерционной силы всей лопатки $P_{j\Sigma}$, т. е. с учетом полки, пера и хвостовика (см. рис. 4.13). При этом считаем, что сила $P_{j\Sigma}$ действует по оси симметрии хвостовика:

$$P_{j\Sigma} = P_{j\pi} + P_{j\phi} + \sum_{i=1}^q P_j,$$

где $P_{j\phi}$ — инерционная сила бандажной полки; $P_{j\pi}$ — инерционная сила пера лопатки; P_j — инерционная сила i -го участка хвостовика; q — число пар зубьев. Условие равновесия сил, действующих в направлении оси хвостовика (см. рис. 4.13 и 4.15, а),

$$P_{j\Sigma} - 2 \sum_{i=1}^q P_i = 0$$

обуславливает уравнение для определения неизвестных сил P_i , однако эта система $(q - 1)$ раз статически неопределима. Для упрощения расчетов соединений елочного типа считаем, что

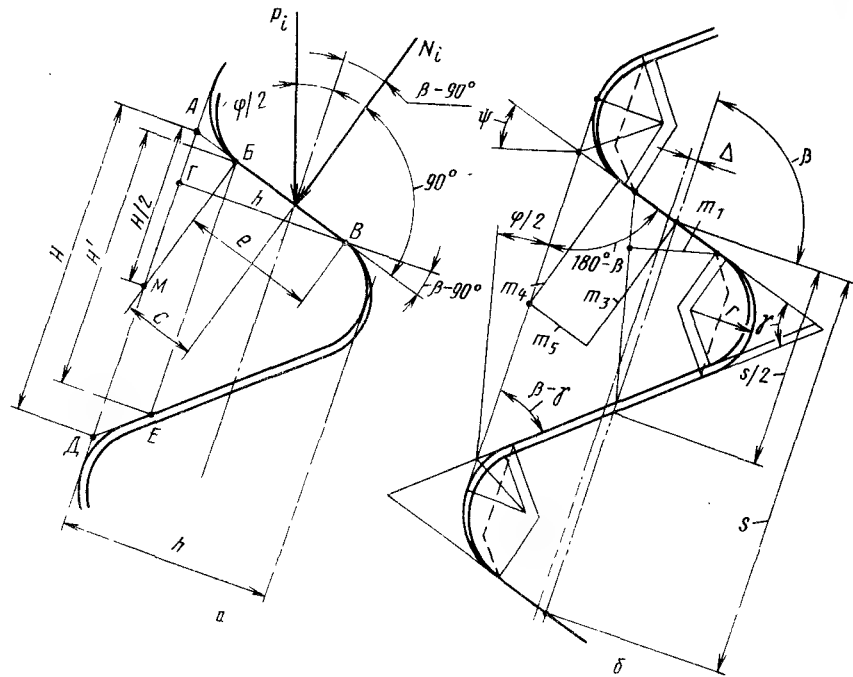


Рис. 4.15. Геометрия и характерные параметры зуба хвостовика лопатки и паза под него в диске

погонная сила, приходящаяся на единицу длины зуба, одинакова для всех зубьев:

$$\bar{P}_i = \frac{P_{j\Sigma}}{2 \sum_{i=1}^q l_i}.$$

Это предположение достаточно обосновано вследствие пластичности материала при высоких температурах, при которых работает это соединение (замок) лопатки.

Сила, действующая на i -й зуб,

$$P_i = \frac{P_{j\Sigma} l_i}{2 \sum_{i=1}^q l_i} = \bar{P}_i l_i.$$

При $l_i = \text{const}$ $P_i = P_{j\Sigma}/2q$.

Для определения напряжения смятия, возникающего на поверхности контакта зубьев, находим силу N_i (рис. 4.15, а), действующую нормально к рабочей поверхности зуба:

$$N_i = \frac{P_i}{\cos(\varphi/2 + \beta - 90^\circ)}.$$

Эта сила вызывает напряжения смятия на площади $f = e_i l_i$, где e_i — ширина полоски контакта зубьев и срез по плоскости, определяемой площадью среза $f' = H' l_i$.

Напряжение смятия

$$\sigma_{см} = \frac{N_i}{e_i l_i} = \frac{P_i}{\cos(\varphi/2 + \beta - 90^\circ) e_i l_i} = \frac{\bar{P}_i}{\cos(\varphi/2 + \beta - 90^\circ) e_i}.$$

Напряжение среза

$$\tau_{ср} = \frac{R_i}{H' l_i} = \frac{P_i}{H' l_i \cos \varphi/2} = \frac{\bar{P}_i}{H' \cos \varphi/2}.$$

Для определения напряжения изгиба в основании зуба принимаем зуб за консольную жестко закрепленную балку переменного сечения. Изгибающий момент в основании зуба

$$M_{из} = N_i C,$$

где C — плечо, на котором действует сила P_i относительно середины основания. Значение плеча найдем из треугольников $AB\Gamma$ и AMB :

$$C = \frac{h}{2 \cos(\beta - 90^\circ)} - \frac{H \sin(\beta - 90^\circ)}{2}.$$

Момент сопротивления основания зуба

$$W = \frac{l_i H^2}{6}.$$

Учитывая полученные выражения, найдем напряжения изгиба

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W} = \frac{\bar{P}_i \left[\frac{h}{\cos(\beta - 90^\circ)} - H \sin(\beta - 90^\circ) \right] 6}{H^2 \cos(\varphi/2 + \beta - 90^\circ)}.$$

После сокращений получим

$$\sigma_{из} = 3\bar{P}_i \frac{[h/\cos(\beta - 90^\circ) - H \sin(\beta - 90^\circ)]}{H^2 \cos(\varphi/2 + \beta - 90^\circ)}.$$

Выведенные формулы действительны для расчета любого зуба.

Более строгие расчеты показывают, что наиболее нагруженным является первая и последняя пара зубьев.

Распределение нагрузки между зубьями в большой степени зависит от разности температур хвостовика лопатки и замкового выступа диска, а также от коэффициентов линейного расширения лопатки и диска. Так, например, если температура хвостовика лопатки больше, чем обода диска, или коэффициент линейного расширения материала лопатки больше, чем диска, то в рабочем состоянии шаг зубьев замка лопатки окажется большим, чем в диске. Это приведет к тому, что первая пара зубьев будет перегружена.

Напряжения в зубьях в реальных конструкциях достигают следующих величин: $\sigma_{см} \leq 2,3 \cdot 10^8$ Па; $\tau_{ср} \leq 1,2 \cdot 10^8$ Па; $\sigma_{из} \leq 2,0 \cdot 10^8$ Па.

Напряжения растяжения в сечении хвостовика найдем из условия радиального равновесия (см. рис. 4.13).

Например, для изображенного четырехзубого замка напряжения будут:

в сечении ($a_1 l_1$)

$$\sigma_{p1} = \frac{P_{j6} + P_{jп} + P_{j1}}{a_1 l_1},$$

где P_{j1} — инерционная сила участка хвостовика, лежащего выше сечения по первым впадинам;

в сечении ($a_2 l_2$)

$$\sigma_{p2} = \frac{P_{j6} + P_{jп} + P_{j1} + P_{j2} - 2P_1}{a_2 l_2}.$$

в сечении ($a_3 l_3$)

$$\sigma_{p3} = \frac{P_{j6} + P_{jп} + P_{j1} + P_{j2} + P_{j3} - 2(P_1 + P_2)}{a_3 l_3},$$

в сечении ($a_4 l_4$)

$$\sigma_{p4} = \frac{P_{j6} + P_{jп} + P_{j1} + P_{j2} + P_{j3} + P_{j4} - 2(P_1 + P_2 + P_3)}{a_4 l_4}.$$

Здесь P_{j1} ; P_{j2} ; P_{j3} и P_{j4} — инерционные силы элементов хвостовика, заключенные между двумя расчетными сечениями; P_1 ; P_2 ; P_3 — силы, нагружающие зубцы. Наиболее нагруженным, как правило, является сечение по первой впадине.

Приближенно по отношению к $\sigma_{p,к}$ (напряжению в корневом сечении пера)

$$\sigma_{p1} \cong (1,1 \dots 1,2) \sigma_{p,к}.$$

Запас статической прочности хвостовика определяем по формуле

$$k = \sigma_{дл} / \sigma_{p1},$$

где $\sigma_{дл}$ — предел длительной прочности материала при температуре хвостовика лопатки (обычно температуру в сечении $a_1 l_1$ принимают на 100 ... 150 °С меньшей средней температуры в корневом сечении рабочей лопатки).

Для обеспечения равнопрочности профильной части лопатки и замка при действии вибрационных нагрузок момент сопротивления замка должен быть равен

$$W_{зам} = \frac{1}{6} a_1^2 l_1 \geq 2,5 W,$$

где W — наименьший момент сопротивления корневого сечения лопатки.

Этим условием учитывается влияние концентрации напряжений в замке.

В действительности в сечении $a_1 l_1$ имеют место еще и напряжения изгиба от момента от газовых и инерционных сил. Напря-

жения среза, изгиба и смятия в зубьях выступов диска по величине совпадают при одинаковой геометрии с соответствующими напряжениями в хвостовике.

Напряжения растяжения в перемычках выступов диска создаются силами, передаваемыми зубьями хвостовика лопатки и элементами выступов. Эти напряжения будут в сечении ($b_1 l_1$)

$$\sigma_{p,г1} = \frac{2P_1 \cos \alpha/2 + P'_{j1}}{b_1 l_1};$$

в сечении ($b_2 l_2$)

$$\sigma_{p,г2} = \frac{2(P_1 + P_2) \cos \alpha/2 + P'_{j1} + P'_{j2}}{b_2 l_2} \text{ и т. д.,}$$

где P_{j1} и P_{j2} — инерционные силы элементов выступов диска, заключенные между двумя расчетными сечениями; α — угол между осями лопаток, т. е. $\alpha = 360/z$ (z — число лопаток); a_i и b_i — ширина по впадинам хвостовика лопатки и выступов диска; l_i — их длина.

В сечении $b_4 l_4$ так же, как в сечении $a_1 l_1$ хвостовика лопатки, действует значительный изгибающий момент.

Максимальные значения напряжений растяжения имеют место в основании выступа сечения $b_4 l_4$. Величина их достигает значений $2,3 \cdot 10^8$ Па.

Приведенные данные по напряжениям относятся к максимальным напряжениям, определяемым по расчетным формулам.

Действительные местные напряжения могут превышать расчетные в 2,5 ... 3,0 раза вследствие концентрации у основания зуба. Кроме того, переменные нагрузки, действующие на лопатку со стороны газового потока, вызывают вибрационные напряжения в элементах замка. Чаще всего трещины усталостного характера возникают в хвостовике у впадины над первым зубом.

Напряженность зуба елочного соединения может быть оценена и графоаналитическим способом. Для этого нужно определить фактическую центробежную силу P'_{jt} , приходящуюся на один зуб, на единицу длины l_i зуба и половину шага $S/2$:

$$\sigma_{см} = 2\bar{\sigma}_{см} \frac{P'_{jt}}{l_i S}; \quad \tau_{ср} = 2\bar{\tau}_{ср} \frac{P'_{jt}}{l_i S}; \quad \sigma_{н} = 2\bar{\sigma}_{н} \frac{P'_{jt}}{l_i S},$$

где $\bar{\sigma}_{см}$, $\bar{\tau}_{ср}$ и $\bar{\sigma}_{н}$ — напряжения от единичной силы на единице длины зуба при толщине зуба, равной единице ($S = 2$ мм, $r = 0,35$ мм, $\Delta = 0,05$ мм).

Напряжения $\bar{\sigma}_{см}$, $\bar{\tau}_{ср}$ и $\bar{\sigma}_{н}$ подсчитаны для различных углов β , γ и ϕ через величины m_1 , m_3 , m_4 и m_5 (см. рис. 4.15, б) и даны в виде серии графиков в конструкторской документации. На рис. 4.16

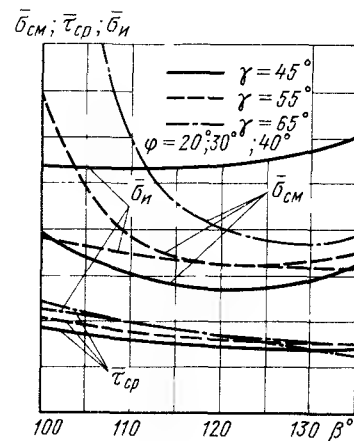


Рис. 4.16. Характер изменения величин $\bar{\sigma}_{см}$, $\bar{\tau}_{ср}$ и $\bar{\sigma}_и$ по φ° , β° и γ°

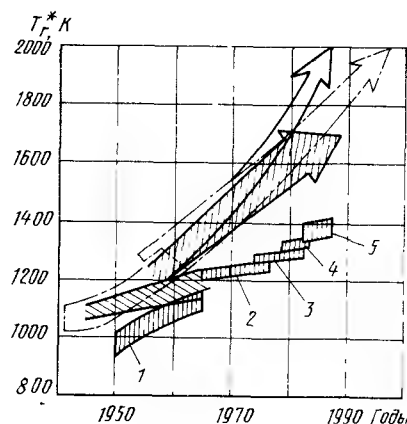


Рис. 4.17. График роста температуры газа перед турбиной и тенденции изменения материалов и технологии при изготовлении лопаток высокотемпературных газовых турбин:

→ — прогнозируемый для лопаток с охлаждением; ⇨ — то же для лопаток без охлаждения; ▨ — статистические данные для лопаток с охлаждением; ▩ — то же для лопаток без охлаждения; ▧ — используемые материалы; 1 — деформируемые сплавы; 2 — литейные сплавы; 3 — литье с направленной кристаллизацией и монокристаллическое литье; 4 — эвтектические сплавы; 5 — композиционные материалы, армированные нитями W

показано характерное изменение величин $\bar{\sigma}_{см}$, $\bar{\tau}_{ср}$ и $\bar{\sigma}_и$ по углу β при заданных значениях γ и φ . Запасы прочности лежат в пределах примерно $k \cong 1,5 \dots 2,0$.

4.3. ОХЛАЖДЕНИЕ ЛОПАТОК ТУРБИН

4.3.1. Общие сведения и конструктивные параметры

Постепенное повышение температуры газа перед турбиной до $T_g^* = 1200$ К шло в основном благодаря улучшению жаростойкости и жаропрочности материалов и составляло примерно $8-10^\circ$ в год (рис. 4.17). Разработка конструкций лопаток с охлаждением позволила повысить T_g^* сразу примерно на 100° , а дальнейшее совершенствование конструкции, использование новых литейных сплавов и технологических приемов литья с направленной кристаллизацией, монокристаллического литья обеспечило темп роста T_g^* примерно по $15 \dots 20^\circ$ в год.

Повышение температуры газа перед турбиной является важнейшим признаком совершенства газотурбинных двигателей, однако требование создания ГТД со все более высокоэффективным термодинамическим процессом ведет к увеличению разности между температурой газа перед турбиной и рабочими температурами, приемлемыми для постоянно улучшаемых материалов, идущих на

изготовление наиболее нагруженных рабочих лопаток, а также сопловых лопаток и дисков. Эта разность компенсируется непрерывным совершенствованием интенсивности охлаждения этих деталей.

При проектировании учитывается, что существенным фактором, лишь несколько облегчающим решение проблемы надежности, является более низкая (по отношению к взлетному режиму) температура газа перед турбиной при крейсерском режиме $T_{г.кр}^* = T_{г.взл}^* - (150 \dots 200)$, на котором многие двигатели работают $80 \dots 90\%$ времени.

У рабочих охлаждаемых лопаток и неохлаждаемых со сплошным пером может быть достигнуто снижение температуры у ее основания на $50 \dots 80$ благодаря теплоотводу в диск. Это постепенное к основанию снижение температуры металла (примерно на $1/3$ ее высоты пера) существенно сказывается на повышении запаса прочности лопатки в корневой ее части, где суммарные напряжения от растяжения центробежными силами и изгиба от газовых сил наибольшие (см. подразд. 5.1.2).

Охлаждение рабочих лопаток отводом тепла в диск обеспечивает надежную работу лопаток, изготовленных из современных жаропрочных сплавов при соответствующей технологии при температуре газов не более $1200 \dots 1300$ К.

В настоящее время в ГТД сопловые и рабочие лопатки одной или двух (в ряде случаев и более) ступеней выполняются охлаждаемыми. Проектирование и изготовление лопаток представляет собой трудоемкую конструкторскую, технологическую и производственную задачу в связи с большой тепловой и динамической напряженностью и сложными конструктивными формами.

Одним из путей значительного повышения температуры газа перед турбиной с использованием неохлаждаемых сопловых и рабочих лопаток является использование керамических материалов — таких как нитрид кремния и карбид кремния. Так, для модификации ТВД фирма «Герритт» разработала конструкцию двух ступеней из трех с короткими (высотой около 20 мм) керамическими сопловыми и рабочими лопатками. На рис. 4.18 показаны сопловая лопатка и рабочая лопатка с хвостовиком для соединения с диском типа «ласточкин хвост». Учитывая, что керамика расширяется незначительно, при установке рабочих лопаток в диск предусмотрена возможность расширения перемычек диска при росте температуры благодаря легкодеформируемой, либо упругой прокладке, которая располагается между основанием паза и нижней плоскостью хвостовика.

Керамические лопатки позволяют работать при температуре газа $T_g^* = 1300$ К, а в перспективе довести ее до $T_g^* \cong 1600$ К, снизить расход дефицитных материалов и издержки производства, а также несколько повысить экономичность.

Достаточная прочность охлаждаемых рабочих лопаток достигается в значительной мере обеспечением заданной температуры

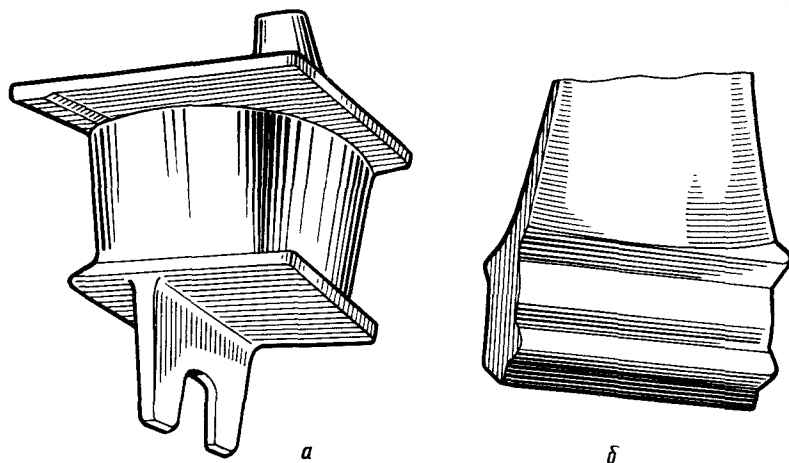


Рис. 4.18. Керамические сопловая (а) и рабочая (б) лопатки ТВД Т76 фирмы «Территт»

металла и градиентов температуры как в пере лопатки, так и в хвостовике при наличии той или иной системы их охлаждения.

Охлаждаемая лопатка представляет собой эффективное теплообменное устройство, в котором во многих случаях используется одновременно несколько видов теплообмена:

- обычная вынужденная конвекция,
- струйное охлаждение,
- заградительное пленочное охлаждение.

Конструктивно-схемные решения охлаждаемых рабочих (и сопловых) лопаток отличаются большим разнообразием. Интересные с познавательной точки зрения поперечные сечения пера таких лопаток показаны на рис. 4.19.

Наиболее распространенным и удобным критерием для оценки интенсивности охлаждения пера лопаток является параметр $\theta_{ст}$, называемый коэффициентом температурной интенсивности охлаждения (коэффициент глубины охлаждения). Этот коэффициент показывает долю снижения температуры стенки по сравнению с температурой газа от максимально возможной величины температурного напора ($T_g^* - T_{охл}^*$) — разности температур газа и охлаждающего воздуха:

$$\theta_{ст} = \frac{T_g^* - T_{ст}}{T_g^* - T_{охл}^*} = \frac{K_{ср} \alpha_{охл} / \alpha_g}{K_{ср} \alpha_{охл} / \alpha_g + 1},$$

где $\theta_{ст}$ — коэффициент глубины охлаждения; T_g^* , $T_{ст}$ и $T_{охл}^*$ — температура газа перед ступенью, материала лопатки и охлаждающего воздуха соответственно; $K_{ср}$ — среднее значение коэффициентов, учитывающего отличие температуры стенки лопатки от температуры плоской тонкой стенки; α_g и $\alpha_{охл}$ — местные значе-

ния коэффициентов теплоотдачи от газа к лопатке и от лопатки к охлаждающему воздуху.

Значения осредненного коэффициента $\theta_{ср}$, показывающего эффективность различных конструктивных схем организации охлаждения в зависимости от относительного расхода охлаждающего воздуха (на один лопаточный венец) $\bar{G}_{охл}$, показаны на рис. 4.20. Из графиков видно, что (исключив из рассмотрения перспективное — пористое охлаждение) наибольшая практически осуществимая эффективность охлаждения как сопловых, так и рабочих лопаток достигается при конвективно-пленочном охлаждении.

В настоящее время у охлаждаемых рабочих лопаток высокотемпературных турбин при $T_g^* = (1600 \dots 1650) \text{ К}$ с конвективно-пленочным охлаждением $\theta_{р.к}$ достигает значения 0,4, дефлекторных — 0,35. При меньших температурах ($T_g^* = 1400 \dots 1450 \text{ К}$) с конвективным охлаждением $\theta_{р.к}$ составляют 0,3 (при канально-радиальном конструктивно-схемном решении [15]).

Интенсификация теплоотдачи в охлаждающий воздух увеличивает эффективность системы конвективного охлаждения лопаток. С этой целью в охлаждаемых лопатках турбин применяются различные конструктивные решения.

Распространенным решением является организация натекания воздуха на внутреннюю поверхность лопаток. Это осуществляется подводом воздуха внутрь вставленного в пустотелую лопатку тонкостенного металлического дефлектора, из которого воздух через систему мелких отверстий подается струйками в первую очередь к наиболее теплонапряженным участкам по профилю и высоте лопатки (см. рис. 4.19, з).

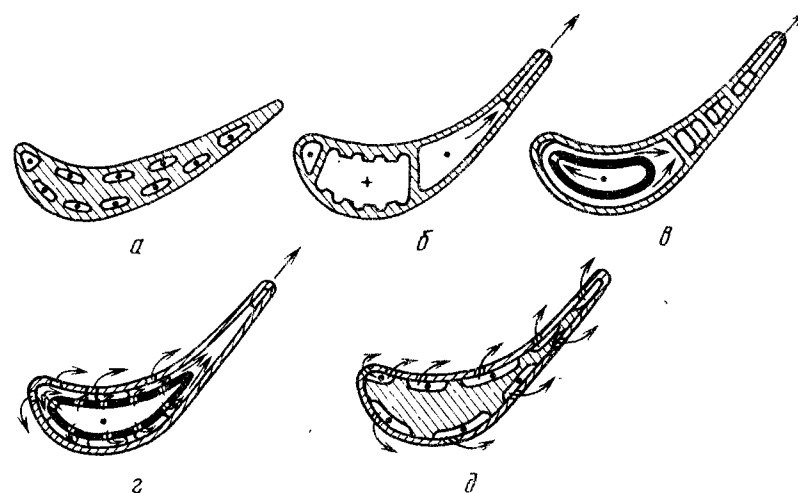


Рис. 4.19. Схемы течения охлаждающего воздуха при различных конструктивных схемах и видах теплообмена:

● направляющие движения воздуха от хвостовика, + то же к хвостовику

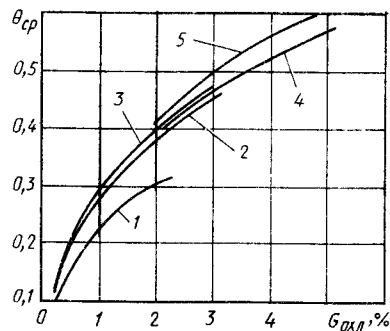


Рис. 4.20. Графики эффективности различных схем открытого воздушного охлаждения лопаток турбины:

1 — лопатка с радиальными каналами и прямоточной схемой охлаждения; 2 — лопатка с полупетлевым течением охлаждающего воздуха; 3 — дефлекторная лопатка; 4 — сопловая лопатка с конвективно-пленочным охлаждением; 5 — рабочая лопатка с конвективно-пленочным охлаждением

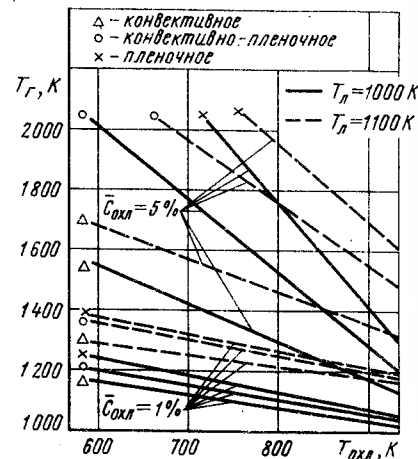
Рис. 4.21. Зависимость температуры материала лопатки $T_{\text{л}}$ от $T_{\text{г}}^*$, $T_{\text{охл}}^*$ и $\bar{G}_{\text{охл}}$

Существенную роль в интенсификации теплообмена играет дополнительная турбулизация охлаждающего воздуха. Конструктивно интенсификаторами теплоотдачи являются выполненные на внутренней поверхности штырьки (рис. 4.19, б), профилированные перемычки (рис. 4.19, в), ребра, например, на внутренней поверхности передней кромки (рис. 4.19, в), которые одновременно несколько увеличивают внутреннюю поверхность охлаждения лопатки.

При конструировании лопатки и ее системы охлаждения проводится сначала ряд оценочных расчетов [15], а затем серия детальных расчетов с использованием более точных способов оценки интенсивности охлаждения. При этом используются и экспериментальные данные, так как для правильной оценки прочности и работоспособности, особенно рабочих лопаток, необходимо знать температуру материала на различных участках профиля.

На рис. 4.21 в качестве примера показано, сколь велико влияние расхода охлаждающего воздуха $\bar{G}_{\text{охл}}$ на эффективность охлаждения сопловых и рабочих лопаток при заданных средне-массовых температурах (для сопловых лопаток 1100 К и рабочих — 1000 К) и $T_{\text{охл}}^*$ при различных схемах организации охлаждения.

Для наиболее высокотемпературных двигателей ($T_{\text{г}}^* = 1600 \dots 1650$ К) охлаждение сопловых и рабочих лопаток обеспечивается конвективно пленочным охлаждением. При этом наиболее тепло-



напряженные участки поверхности защищаются заградительной воздушной пленкой, выдуваемой над защищаемой поверхностью через ряды малых ($d_{\text{отв}} = 0,3 \dots 0,6$ мм) отверстий (перфораций).

Для турбин таких двигателей характерен увеличенный расход охлаждающего воздуха:

- на входную кромку и торцевые поверхности СА 4 ... 6 %;
- на выходную кромку СА 1,5 ... 2,5 %;
- на рабочие лопатки, диск 2,5 ... 3 %; на корпус турбины 0,1 ... 0,3 % и различного вида «утечки» 0,5 ... 1,5 %.

В целом для высокотемпературных турбин расходы охлаждающего воздуха могут достигать 14 ... 15 %, для турбин с меньшим уровнем температур — 6 ... 8 % и зависят как от уровня $T_{\text{г}}^*$, так и от числа охлаждаемых ступеней (см. рис. 4.1).

Увеличение количества охлаждающего воздуха положительно сказывается на долговечности газовых турбин, однако нежелательно вследствие снижения их КПД [36].

В противоположность долговечности на установившихся режимах работы, измеряемой временем наработки, связанной непосредственно с расходом охлаждающего воздуха, циклическая долговечность связана с местными температурными напряжениями. Неравномерность температурного поля в сечениях лопатки является определяющим фактором появления температурных напряжений, подчас значительных, при больших перепадах температуры в каждом данном поперечном сечении.

Неравномерность температуры материала охлаждаемой лопатки в сечениях по высоте пера и по контуру в каждом сечении объясняется рядом причин:

— температурное поле газового потока на выходе из камеры сгорания неравномерно как в окружном, так и радиальном направлениях (см. гл. 8);

— охлаждающий воздух при протекании внутри лопатки, двигаясь от входа к выходу, постепенно нагревается, и его эффективность к теплосъему падает;

— интенсивность теплоотдачи от газа в стенку различна на разных участках профиля вследствие различных режимов течения в пограничном слое и связанного с этим резко отличающихся значений местных коэффициентов теплоотдачи (α_r), что хорошо видно из рис. 4.22;

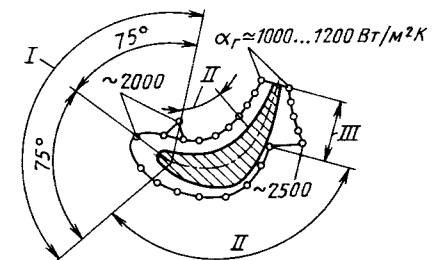


Рис. 4.22. Эпюра распределения местных коэффициентов теплоотдачи от газа в стенку по обводу профиля и характерные участки профиля турбинной лопатки:

I — выходная кромка; II — вогнутая и выпуклая часть профиля; III — выходная кромка профиля

— наличием конструктивно-технологических трудностей выполнения необходимого количества и желательного размера каналов, щелей, перемычек, малых толщин стенок и наличием резких переходов по толщине, малых радиусов перехода конструктивных элементов и др.

От физических характеристик, таких как схема охлаждения, распределение толщины стенок по контуру профиля, тип материала и состав покрытий, зависит неравномерность температурного поля в различных сечениях, а следовательно, уровень местных температурных напряжений при всех схемах охлаждения и различных конструктивных решениях и связанная с этими напряжениями малоцикловая усталость лопаток.

Особо важное значение имеют скорость изменения температуры газа по времени и величина перепада температуры при изменении режима работы двигателя. Так, например, переход от режима малого газа до максимума является более жестким, чем переход от 90 % тяги до режима полной тяги.

Для всех конфигураций сечений лопаток выбор толщины стенок является важной проблемой, так как толщина стенок непосредственно влияет на распределение температур по контуру сечений и по высоте лопатки, в частности, на скорость изменения температуры в переходном режиме. В некоторых случаях выгодно увеличивать местную толщину стенки и, следовательно, уменьшать скорость изменения температуры в этом месте. чтобы распределение температур на переходном режиме было более равномерным.

Циклическая долговечность может значительно повыситься в результате использования материалов с повышенной пластичностью и применения защитных покрытий.

Наибольшие трудности при проектировании лопаток возникают в обеспечении требуемого охлаждения входной и выходной кромок. Нужный эффект по передней кромке достигается интенсивным оребрением внутренней поверхности этой части лопатки, введением специального канала по всей длине этой кромки с раздельной подачей части воздуха, созданием интенсивного струйного натекания при дефлекторном подводе охлаждающего воздуха либо созданием интенсивного пленочного заграждения. Особенно трудно охладить выходную кромку из-за ее малой толщины. Распространенным решением является выпуск охлаждающего воздуха через ряд щелей либо отверстий диаметром $d_{отв} \cong 0,4$ мм на вогнутую поверхность вблизи самой кромки или щель на самой кромке (в этом случае толщина выходной кромки возрастает). Это ведет к повышению потерь на смещение и некоторому снижению КПД [12] вследствие разности скоростей и давлений смешиваемых потоков несмотря на то, что при выдуве воздуха из выходных кромок лопаток соплового аппарата он, расширяясь, совершает полезную работу в каналах рабочего колеса и последующих ступенях турбины.

Трудности охлаждения связаны и с высокой температурой охлаждающего воздуха. Так, у двигателя с $\pi_{*2} = 15, 25$ и 35 температура воздуха за компрессором соответственно составляет $T_* \cong 625, 815$ и 900 К (при $H = 0, T = 293$ К).

Помимо конструкторских разработок по совершенствованию аэродинамики проточной части и рационального использования повышения жаростойкости и жаропрочности материалов конструктору и технологу приходится постоянно совершенствовать системы воздушного охлаждения сопловых и рабочих лопаток, дисков и других деталей турбин, работать над обеспечением равномерности температурного поля перед газовой турбиной, статической и динамической прочности и снижением массы турбины.

Так, например, минимальная толщина стенок лопаток должна составлять $\delta = 0,8 \dots 1$ мм, минимальный диаметр внутренних каналов $d \approx 0,6$ мм и штырьков $d \cong 1,2$ мм, минимальные значения радиусов перехода $r_{min} = 0,5 \dots 0,8$ мм.

4.3.2. Конструктивно-схемные решения охлаждаемых рабочих лопаток

Наиболее простыми конструктивно-схемными решениями при конвективном способе охлаждения являются канальные системы, различающиеся как числом каналов, так и их формами, а также направлением движения охлаждающего воздуха (радиальным и петлевым).

В качестве примера на рис. 4.23 показаны конструктивные схемы охлаждаемых рабочих лопаток ГТД фирмы «Роллс-Ройс» и уровни охлаждения (снижения температуры материала) как по высоте лопатки, так и по длине их хорды в корневом сечении [31]. При конструктивно-канальной схеме с радиальным (рис. 4.23, а) и петлевым движением воздуха (рис. 4.23, б) имеет место значительная разница температур охлаждения, а следовательно, и материала лопатки. Наибольшее снижение температуры материала в сечениях, близких к корневому, рационально, так как обеспечивает повышение запаса прочности в наиболее нагруженных сечениях и меньшее снижение температуры материала лопатки в сечениях, близких к вершине, что принципиально допустимо (см. подразд. 5.1.5, 5.1.6). При петлевом течении охлаждающий воздух (рис. 4.23, б) подается в два канала, расположенных у входной и выходной кромок профиля, через отверстия в удлиненном хвостовике со стороны корыта. Далее воздух попадает в средний канал, по которому он движется в противоположном направлении и выходит через отверстие с другой стороны хвостовика. При этом можно ожидать меньшей разницы температур в середине сечения и у кромок, так как охлаждающий воздух входит в средний канал уже несколько подогретым. Однако, как видно из графиков, снижается и уровень охлаждения. Поддержание более высокого уровня охлаждения потребует подачи большего количества воздуха $\bar{G}_{охл}$, что нежелательно.

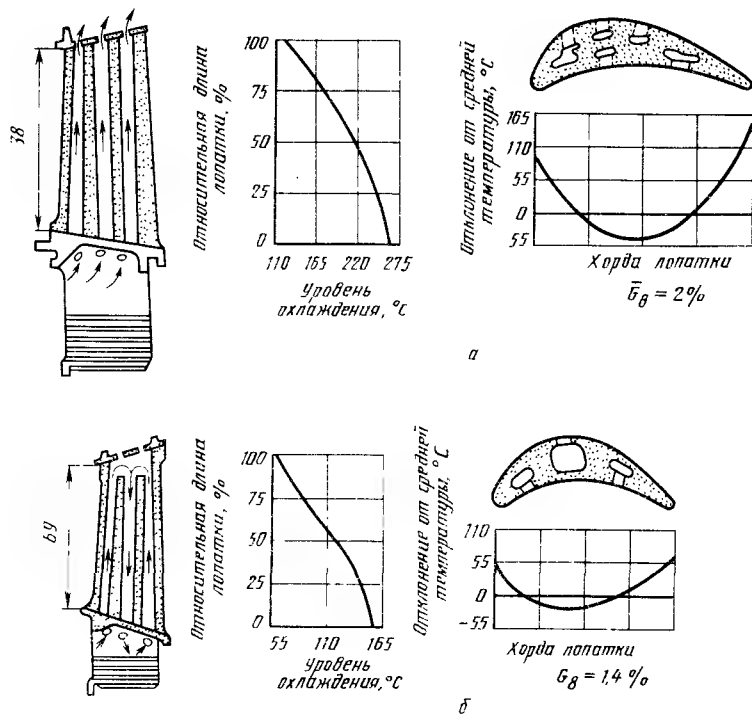


Рис. 4.23. Конструктивные схемы охлаждаемых рабочих лопаток и уровень охлаждения (снижение нагрева) по высоте лопатки и длине хорды пера в корневом сечении:

а — лопатка первой ступени ТРДД «Спей» с прямоточной схемой движения воздуха; б — лопатка ступени высокого давления ТРДД «Конуэй» с петлевой схемой движения воздуха

Различная температура материала $T_{\text{л}}$ в сечениях как по длине хорды, так и по высоте лопатки ведет к появлению термических (температурных) напряжений. Их величина возрастает с ростом $\Delta T_{\text{л}}$. Несмотря на это переход от неохлаждаемых лопаток к охлаждаемым позволил в свое время фирме «Роллс-ройс» резко повысить ресурс работы рабочих лопаток с 2000 до 7000 ч на ТВД «Тайн», до 15 000 ч на ТРДД «Конуэй» (рис. 4.23, б) и до 10 000 ч на ТРДД «Спей» (рис. 4.23, а) при температуре газа перед турбиной $T_{\text{г}}^* = 1240, 1323$ и 1313 К соответственно.

На примере сечений (рис. 4.24) показано разнообразие форм каналов, направлений движения воздуха по ним, раздельного подвода воздуха с различными давлением и температурой при разных способах охлаждения и ряд данных по $\Delta T_{\text{л}}$ в сечениях рабочих лопаток высокотемпературных турбин.

Температура материала рабочей лопатки и разброс температур соседних лопаток может быть измерен оптическим пирометром, лучи которого сфокусированы на каком-либо радиусе, как это

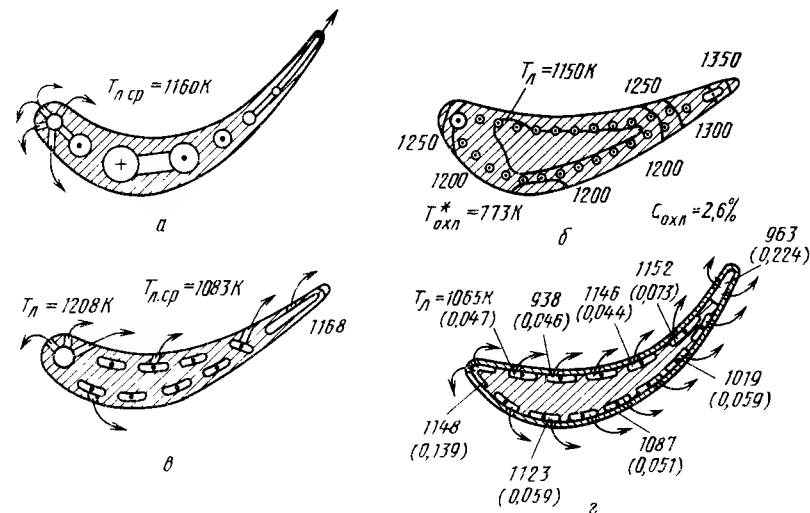


Рис. 4.24. Формы каналов, направление движения охлаждающего воздуха и уровни температур T в сечениях рабочих лопаток:

а — $T_{\text{г}}^* = 1572$ К; б — $T_{\text{г}}^* = 1600$ К; в — $T_{\text{г}}^* = 1548$ К; г — $T_{\text{г}}^*$ отсутствуют
 ● направление движения воздуха от хвостовника, + то же к хвостовнику

показано, например, на рис. 4.25. При вращении ротора измеряется температура на данном радиусе по длине хорды в сечении, например А—А. Анализ циклограммы позволяет конструктору сделать выводы для дальнейшей работы по усовершенствованию системы внутреннего охлаждения в лопатках с целью снижения $\Delta T_{\text{л}}$ в сечениях.

Однополостная рабочая лопатка 2 первой ступени РВД ТРДД, имеющая внутренний канал, повторяющий внешнее очертание профиля пера, показана на рис. 4.26.

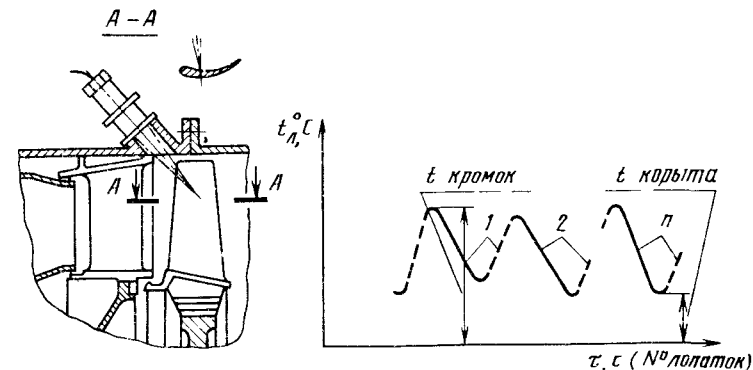


Рис. 4.25. Замер температуры материала в сечениях рабочих лопаток 1, 2, ..., n с помощью оптического пирометра

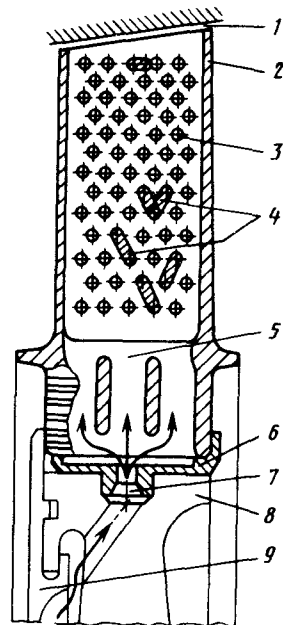


Рис. 4.26. Рабочая лопатка первой ступени ТРДД Д30-КУ

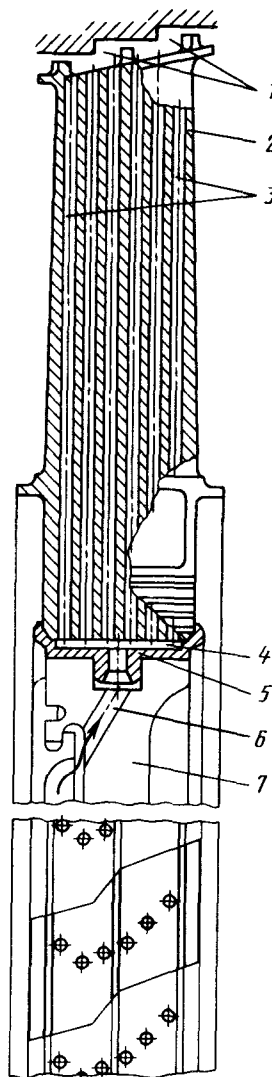


Рис. 4.27. Рабочая лопатка второй ступени ТРДД Д30-КУ

Для увеличения коэффициента теплоотдачи от стенки в охлаждающий воздух в канале в шахматном порядке расположены отлитые за одно целое со стенками цилиндрические перемычки 3 — интенсификаторы охлаждения, обеспечивающие значительную турбулизацию протекающего воздуха.

Кроме того, имеется ряд удлиненных перемычек 4 для направления потока охлаждающего воздуха к входной и выходной кромкам пера. Подвод воздуха осуществляется из продольного паза пластинчатой контрвки 6 по трем каналам 5, образованным

в корневой части при отливке лопатки. Перед входом в паз воздух проходит через отверстие 7 в цилиндрическом выступе контрвки, которым она удерживается и удерживает лопатку 2 от смещения в пазу диска 8. Отверстие 7 является одновременно жиклером в разветвленной системе подвода воздуха к лопаткам. От смещения влево лопатки удерживаются вращающимся дефлектором диска турбины 9. Пройдя внутреннюю полость лопатки, воздух вытекает в зазор 1 между периферийным торцом лопатки и корпусом.

Такое конструктивное решение, достаточно простое и технологичное, целесообразно для лопаток, длина которых мала и толщина профиля ограничена.

Рабочие охлаждаемые лопатки 2 второй ступени РВД ТРДД (рис. 4.27) выполнены литьем. Для прохода охлаждающего воздуха в них имеется шесть продольных каналов 3 круглого сечения, проходящих через ножку, перо и бандажную полку. Охлаждающий воздух через отверстия 6 в диске 7 и контрвке 5, которая удерживает лопатку от смещения в обе стороны, поступаает в поперечный паз 4, выполненный в контрвке 5, и, растекаясь в обе стороны от середины, попадает в продольные каналы 3. Проходя вдоль всей высоты лопатки, воздух вытекает в кольцевые полости 1, образованные на бандажных полках гребешками лабиринтного уплотнения. При этом охлаждающий воздух препятствует протеканию газа через уплотнения и обеспечивает некоторое охлаждение полок образованного ими кольцевого бандаж.

Зигзагообразные боковые поверхности полок, по которым при постановке в диск осуществляется натяг, обеспечивают снижение вибрационных напряжений.

Такое конструктивное решение обосновано хорошей технологичностью и достаточным уровнем снижения температуры материала лопатки при заданной температуре газа перед второй ступенью $T_{г2}^*$ и приемлемых параметрах охлаждающего воздуха $T_{охл}^*$ и $\bar{G}_{охл}$.

Для повышения жаростойкости перо и поверхности полок, находящиеся в проточной части, алитированы.

На рис. 4.28 показана рабочая лопатка первой ступени трехступенчатого ротора ТВД. Внутренняя полость тонкостенного пера лопатки разделена на три канала 1, 2 и 3 продольными перемычками 5 (см. рис. 4.28, а). В центральном канале 2 и канале 3 у задней кромки выполнены цилиндрические интенсификаторы теплоотдачи 4 для более интенсивной передачи тепла от стенки в охлаждающий воздух. Конструкция лопатки дает возможность подачи через отверстия 6 из полости 8, образуемой диском 9 и вращающимся дефлектором диска 9, дозированного количества воздуха в каждый канал (рис. 4.28, б), обеспечивая наибольший эффект при принятом значении $\bar{G}_{охл}$. Выпуск воздуха осуществ-

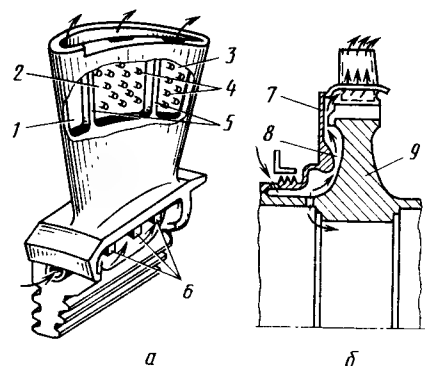


Рис. 4.28. Рабочая лопатка первой ступени одновального ТВД ТРЕ-331-3 фирмы «Гэрритт-Эрисерч»:

a — охлаждаемая лопатка; *б* — схема подачи охлаждающего воздуха под вращающийся дефлектор диска и его дальнейшего движения до выхода в радиальный зазор

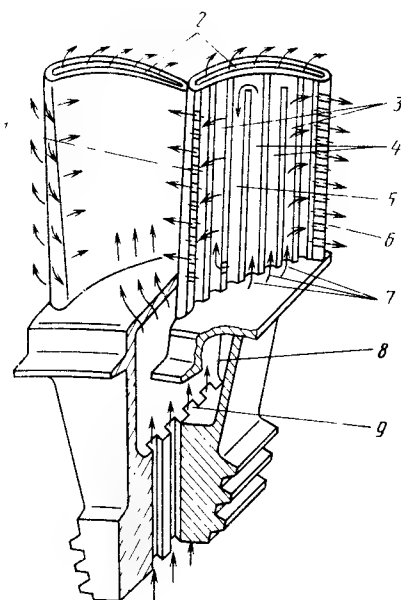
Рис. 4.29. Пара охлаждаемых рабочих лопаток ТРДД CF6-6, устанавливаемых в один паз диска

ляется в радиальный зазор. Такая конструктивная простота и технологичность изготовления возможна при относительно низком уровне температуры газа перед турбиной $T_g^* \approx 1250 \dots 1300$ К.

Турбина двухроторного ТРДД CF6-6 двухступенчатая, высокотемпературная, охлаждаемая. Рабочие лопатки первой ступени литые, установлены в пазах диска попарно (рис. 4.29). Лопатки выполнены с конвективно-пленочным охлаждением в многоканальном варианте с комбинированным движением воздуха (каналы 4 — с радиальным, каналы 5 — с петлевым и 3 — с полупетлевым движением воздуха (см. рис. 4.24, *a*). Вход воздуха во внутреннюю полость 8 удлиненных хвостовиков осуществляется по четырем каналам 9 одной из лопаток. В каждую лопатку этот воздух входит через три разного размера отверстия 7, обеспечивая тем самым его количественное распределение. Внутренняя поверхность литых каналов имеет грубо шероховатую поверхность, что способствует лучшей теплоотдаче от стенки в охлаждающий воздух. Отверстия малого диаметра для создания заградительного пленочного охлаждения передней 1 и задней 6 кромок выполняются электроэрозионным способом.

Дополнительный выход воздуха через ряд малых отверстий 2 в крышке лопаток осуществляется в радиальный зазор.

В процессе развития ТРДД семейства RB-211 английской фирмы «Роллс-Ройс» рабочие лопатки одноступенчатой турбины РВД первоначально были выполнены по типу используемых на ТРДД «Спей» методом штамповки с вытяжкой. При такой техно-



логии изготовления получили канальную конструкцию, в которой охлаждение осуществляется воздухом, протекающим от хвостовика к бандажной полке с выходом в радиальный зазор. Форма каналов и их расположение показаны на рис. 4.23, *a*.

В процессе модификаций использовалась литая лопатка, охлаждаемая по канальной схеме с полупетлевым движением воздуха с натеканием его на переднюю кромку и выходом через заднюю (рис. 4.30, *a*).

Охлаждаемая рабочая лопатка второй ступени турбины ТРДД JT9D-7 [26] выполнена литьем из жаропрочного никелевого сплава с трехканальным вводом охлаждающего воздуха (рис. 4.30, *б*). При этом обеспечивается хорошее охлаждение входной кромки. Выход воздуха осуществляется через щель в выходной кромке. Значительное число и схема расположения цилиндрических штырьков способствуют интенсификации теплообмена и увеличивают поверхность теплообмена. При этом обеспечивается заданный уровень температуры материала лопатки при $\bar{G}_{охл} = 1\%$ и параметрах газа перед первой ступенью $T_g^* \approx 1550$ К.

Необходимость интенсификации охлаждения привела к появлению лопаток с петлевым движением охлаждающего воздуха

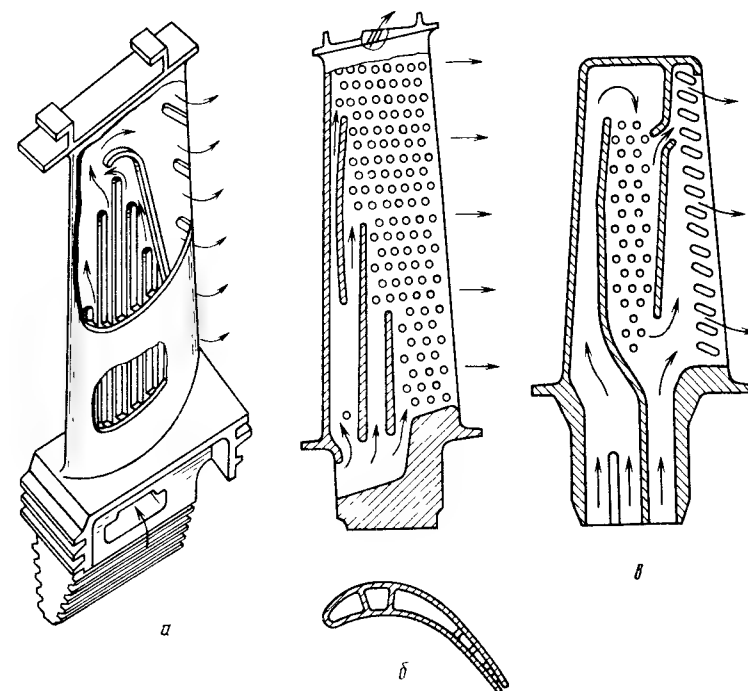


Рис. 4.30. Охлаждаемые лопатки многоканальной конструктивной схемы:

a — рабочая лопатка турбины РВД ТРДД RB-211; *б* — рабочая лопатка второй ступени ТРДД JT9D-7; *в* — рабочая лопатка со смешанным радиально-поперечным движением охлаждающего воздуха ТРДД JT9D

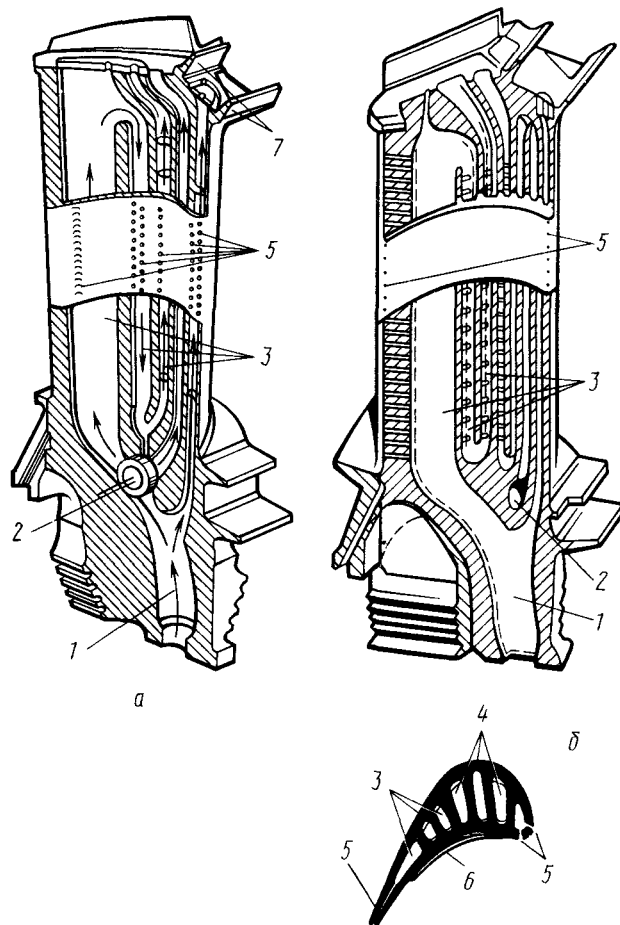


Рис. 4.31. Рабочие лопатки турбины РВД ТРДД:
а — ТРДД РВ 211-524; б — ТРДД РВ 211-535Е4

(рис. 4.30, в) [36]. В первую очередь охлаждающий воздух омывает внутреннюю поверхность входной кромки и уже несколько подогретый движется в противоположном направлении по среднему каналу со штырьковыми интенсификаторами теплообмена, после второго поворота поступает в канал у выходной кромки и выпускается через щель. Для обеспечения более низкой температуры материала лопаток и, следовательно, большого запаса прочности в сечениях, близких к хвостовику, имеет место дополнительный подвод поступающего к выходной кромке более холодного воздуха.

На рис. 4.31, а показана рабочая лопатка одноступенчатой турбины РВД трехвального ТРДД. Лопатка бандажированная,

изготавливается литьем с направленной кристаллизацией. Лопатка с конвективной системой охлаждения имеет разветвленную сеть внутренних каналов как с радиальной, так и с петлевой схемой 3 движения воздуха высокого давления и систему перфорации 5 для выхода воздуха на наружную поверхность и создания заградительного охлаждения, что обеспечивает более равномерное распределение температуры в сечениях лопатки. Охлаждающий воздух подается в лопатку через каналы 1 и 2.

При раздвоенной подаче воздуха во входной канал 2 подается воздух с пониженным давлением, а следовательно, и более низкой температурой, что энергетически выгодно вследствие меньших затрат энергии на его поджатие.

Работа по совершенствованию системы охлаждения привела к изменению числа и конфигурации каналов, большому числу интенсификаторов охлаждения в них, особенно в срединной, менее теплонапряженной части пера, но охлаждаемой уже подогретым воздухом (рис. 4.31, б).

Воздух низкого давления движется по петлевой трехканальной системе 4 и попадает (как и ранее, см. рис. 4.31, а) в проточную часть за гребешками 7 лабиринтного уплотнения — в область пониженного давления. Введено теплозащитное покрытие 6 поверхности корыта.

Постоянный рост температуры газа перед турбиной вызывает необходимость совершенствования конструктивных схем организации движения воздуха во внутренней полости охлаждаемых лопаток, например, как показано на рис. 4.32, а следовательно, использования новых технологических приемов осуществления конструкторских решений. Так, в процессе модификаций для ТРДД F-100 фирма «Пратт-Уитни» (США) разработала составную рабочую лопатку со сложной системой каналов, наличием различных интенсификаторов охлаждения, изготавливаемую из двух половин. Стыковка половин предусмотрена по дуге, с последующим соединением их методом диффузионной пайки с переходной жидкой фазой.

Предусматривается изготовление стыкуемых половин в форме с расположенной в ней разделительной вставкой на установке автоматизированного литья — 1 лопатка в 90 секунд.

Как видно из рис. 4.20, еще большую, чем при канальном способе охлаждения, эффективность теплосъема можно достичь,

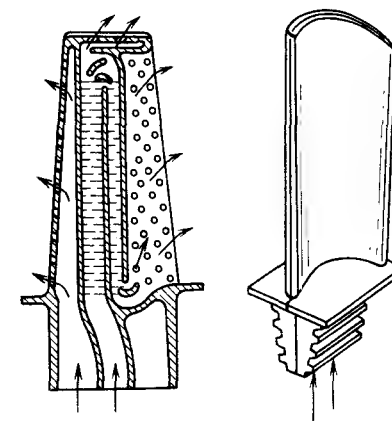


Рис. 4.32. Экспериментальная рабочая лопатка фирмы «Пратт-Уитни»

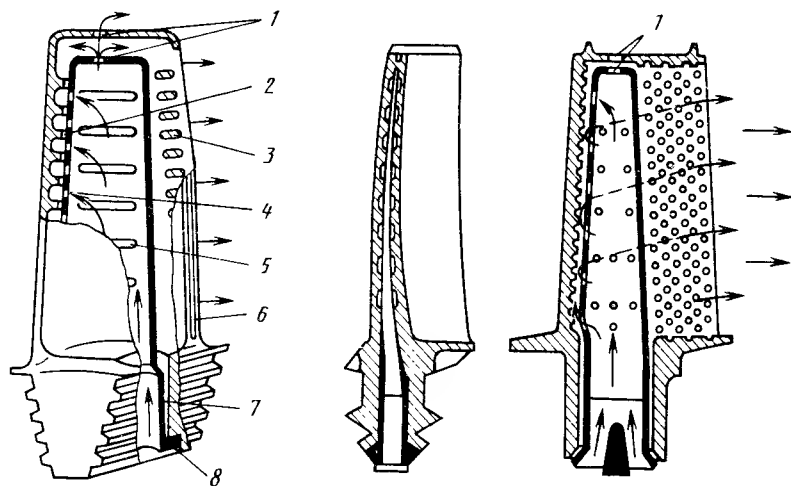


Рис. 4.33. Охлаждаемые литые рабочие дефлекторные лопатки:
а — конструктивная схема С. К. Туманского;
б — лопатки первой ступени ТРДД JT9D-7

используя конструкцию охлаждаемой лопатки со вставным дефлектором, например, как показано на рис. 4.33, а. Такое решение еще в 1947 г. было предложено С. К. Туманским.

Дефлектор 7, выполненный из тонкого ($\sim 0,5$ мм) листового жаропрочного материала, вставляется во внутреннюю полость литой лопатки через паз прямоугольной (или параллелограммной) формы и удерживается от смещения вдоль лопатки заплечиком 8. От перемещений в поперечном направлении дефлектор 7 удерживается упорами 5 (выштамповками точечного или продолговатого типа), что исключает раздельную вибрацию пера лопатки и дефлектора.

Воздух из дефлектора подается на внутреннюю поверхность входной кромки лопатки через систему отверстий 4 или щелей. Для повышения теплосъема на внутренней поверхности входной кромки лопатки выполняют оребрение 2, увеличивающее поверхности теплосъема и турбулизацию охлаждающего воздуха у входной кромки. Протекание воздуха между дефлектором и стенкой лопатки (по зазору) осуществляется с повышенной скоростью, что способствует повышению теплосъема в средней части профиля. Возможна подпитка в этот зазор через дополнительные отверстия в дефлекторе более холодного воздуха (создание так называемого душевого эффекта) (см. рис. 4.19, а).

Выход воздуха осуществляется через узкие продольные щели или щель 6 по всей длине выходной кромки, внутри которой имеется большое число перемычек 3 (см. рис. 4.33, а) или цилиндрических перемычек — интенсификаторов охлаждения для турбулизации воздуха (см. рис. 4.33, б). При этом улучшается теплосъем.

Часть воздуха выпускается в радиальный зазор через отверстия 1.

При необходимости возможно дополнительное заградительное охлаждение через многочисленные отверстия малого диаметра (см. рис. 4.29, 4.31).

Следует иметь в виду, что при дефлекторном варианте необходимо увеличение ширины хвостовика лопатки и элементов ее соединения с диском, что может привести к требованию уменьшения числа лопаток (по условию размещения их на диске) и связанного с этим увеличения длины хорды (для сохранения параметров b/t и l/b , см. рис. 4.2) и $L_{p.d.}$, см. рис. 4.9.

Наличие дефлектора несколько увеличивает массу лопаток и, следовательно, нагрузку от центробежных сил на диск. Сам дефлектор должен иметь переменную толщину стенки и необходимый запас прочности на растяжение.

По дефлекторной схеме с выходом воздуха на внутреннюю поверхность входной кромки (с лобовым натеканием) выполнена лопатка первой ступени турбины РВД ТРДД JT9D-7 (см. рис. 4.33, б). Поперечное сечение этой лопатки показано на рис. 4.19, в. Воздух после обтекания контура дефлектора проходит по внутренней полости лопатки к выходной щели через систему интенсификаторов охлаждения — цилиндрических перемычек, расположенных в шахматном порядке шести их рядов.

Лопатки обеспечивают длительный ресурс работы при $G_{охл} = 2,1\%$ и увеличении T_r с 1420 до 1560 К в процессе модификации двигателя.

Наибольший охлаждающий эффект может быть достигнут при пористом или проникающем охлаждении, когда лопатка (рис. 4.34), например, выполнена из несущего (силового) стержня 4 и пористой оболочки 2 (оболочковая лопатка). Несущим стержнем лопатка соединяется с диском. Через внутреннюю полость 5 в замковой части и дозирующие отверстия 3 воздух поступает в продольные каналы 1 его профильной части. Пористая оболочка выполняется из проникаемого материала с многочисленными микроотверстиями, проходя через которые воздух отбирает тепло в результате конвекции и на поверх-

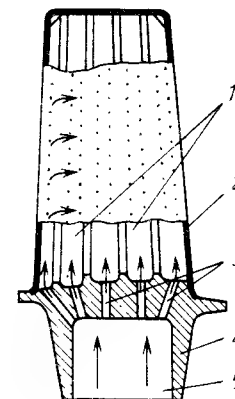


Рис. 4.34. Конструктивная схема лопатки с пористым (проникающим) охлаждением

ности создает изолирующий от непосредственного контакта горячего газа с металлом слой.

Как было показано на рис. 4.20, пористое охлаждение наиболее эффективно. При таком охлаждении, когда относительный диаметр отверстий (отношения диаметра отверстия к его длине) мал, а длина сравнительно с ним значительна, воздух на выходе из отверстий может иметь температуру, близкую к температуре оболочки. В этом случае максимально используется хладоресурс охлаждающего воздуха. Однако в настоящее время практическое осуществление пористого охлаждения связано с необходимостью преодоления значительных трудностей как конструктивного, так и технологического характера.

Во-первых, трудности заключаются в создании тонкостенной оболочки, например, из сетки специального плетения и способе ее надежного соединения с несущим стержнем. Во-вторых, склонность пористых материалов к окислению ведет к постепенному уменьшению проходных сечений, повышению температуры стенки и, следовательно, прогрессирующему дальнейшему окислению и снижению проницаемости.

Выполнение отверстий в штампованной из листа оболочке лазерным сверлением или ЭХО при уменьшении их числа или увеличение размеров отверстий при изготовлении оболочки из сетки снижает эффект пористого охлаждения. Такой подход к решению вступает как бы в противоречие с самой идеей проникающего охлаждения. Поэтому желательно создание новых материалов, более стойких к окислению, и новых технологий получения пористой оболочки.

Для создания необходимых условий охлаждения желательно, чтобы на каждый квадратный сантиметр пористой поверхности суммарная проходная площадь сечения была примерно равной $0,5 \text{ мм}^2$. При этом во избежание быстрого засорения пор их размер должен быть не менее $50 \dots 100 \text{ мк}$.

Фирмой «Кертис-Райт» (США) была спроектирована конструкция лопатки с пористой оболочкой (оболочковая лопатка с проникающим охлаждением), выполненной путем сращивания шести рядов сетки из проволоки $d = 0,11 \text{ мм}$. При испытаниях ($T_r^* = 1640 \text{ К}$ и $G_{\text{охл}} = 3,85 \%$) температура материала в различных точках профиля пера $T_{\text{л}} \leq 875^\circ \text{С}$ при максимальной разнице температур по профилю $\Delta T_{\text{л}} \cong 210^\circ$ (см. рис. 4.24, г, где в скобках дан относительный расход воздуха, проходящий через соответствующий канал подвода). Высказываются мнения, что при дальнейшем усовершенствовании технологии изготовления проницаемых материалов и конструкции самих лопаток они смогут работать при $T_r^* = 1700 \dots 1750 \text{ К}$ и $G_{\text{охл}} = 2 \%$ на один лопаточный венец.

4.4. СОПЛОВЫЕ АППАРАТЫ

4.4.1. Общие сведения и конструктивные параметры

Сопловые лопатки, собранные в решетку для каждой даниной ступени, образуют сопловой аппарат (СА). Сопловые лопатки в зависимости от температуры газа T_r^* , которая в данной ступени всегда выше, чем температура газа в каналах рабочего колеса $T_{\text{ж}}^*$ (см. рис. 4.1), выполняются охлаждаемыми или неохлаждаемыми. При этом учитывается, что у сопловых лопаток более высокая температура нагрева допустима, поскольку они в отличие от рабочих лопаток не нагружены центробежными силами.

В современных ГТД сопловые лопатки, на первых ступенях охлаждаемые и неохлаждаемые, могут иметь среднюю температуру порядка $T_{\text{л}} = 900 \dots 1000^\circ \text{С}$ и более. При этом отдельные лопатки либо их участки нагреваются до различной температуры из-за неравномерности температурного поля за камерой сгорания, а также неидентичности охлаждения вследствие различия коэффициентов теплопередачи (см. рис. 4.22) и ряда других факторов. Вместе с тем как вследствие разной толщины профиля неохлаждаемых лопаток, так и различных толщин стенок охлаждаемых лопаток СА прогрев и охлаждение при изменении режима работы двигателя происходят с различной скоростью, что ведет к появлению циклической усталости материала лопаток, а многократные остановки и повторные запуски двигателя — и к малоцикловой усталости.

В зависимости от компоновочных требований, например, если предусматривается расположение внутри полости лопатки каких-либо конструктивных элементов (силовой связи с помощью болтов, шпилек, стоек либо магистралей подвода или отвода масла, воздуха и т. п.), относительная толщина профиля C_{max}/b значительно увеличивается и может достигать $C_{\text{max}}/b = 10 \dots 25 \%$. В зависимости от требуемого значения C_{max} значительно увеличивается и длина хорды b , а следовательно, при сохранении рекомендуемых значений b/t для решеток сопловых аппаратов число лопаток сокращается. Уменьшение числа лопаток и выполнение их в блоках в принципе является положительным фактором, особенно с позиций экономического обоснования — снижения затрат на дефицитные жаропрочные материалы и изготовление. В осявом направлении ширина лопаток $s \cong (0,43 \text{ tg } \alpha_1 + 0,52) b$.

При проектировании СА предусматривают, а в дальнейшем, при изготовлении и сборке, обеспечивают строго оговоренную величину проходного сечений на выходе из СА. Разброс величины этого сечения определяется в основном углом установки выходных кромок лопаток α_1 . Этот угол согласно рекомендациям [16,36] на первых ступенях выполняется равным $\alpha_1 = 18 \dots 25^\circ$ и на последних — равным $\alpha_1 \cong 35^\circ$. При малых расходах газа угол α_1 может быть меньшим, до $\alpha_1 \cong 14^\circ$. При этом учитывается, что

при нагреве СА от холодного до горячего состояния проходная площадь несколько изменяется — увеличивается на 2 ... 2,5 % от расчетной в холодном состоянии.

При комплектовании СА величину выходного сечения контролируют и обеспечивают в пределах допуска $\sim 1\%$ путем подбора лопаток либо изменением угла α_1 их установки на выходе из СА путем поворота лопаток на небольшой угол $\Delta\alpha_1$.

Сопловые лопатки выполняют как с полками на их концах, так и без них. Если лопатки с полками, то они образуют проточную часть и используются для крепления лопаток в корпусах.

При проектировании СА большое внимание уделяется выполнению следующих основных требований:

- обеспечения необходимой точности и идентичности установки лопаток в корпусе и стабильности их положения под нагрузкой при многократных изменениях теплового режима и наличии вибраций при работе двигателя;

- отсутствию значительных термических напряжений растяжения, сжатия и изгиба при изменении температурного состояния деталей СА;

- простоте подвода охлаждающего воздуха как на охлаждение лопаток нескольких охлаждаемых ступеней, так и для снижения нагрева наружного силового корпуса при обеспечении герметизации стыков и сведению величины утечек охлаждающего воздуха к минимуму ($\bar{G}_{ут} \approx 0$);

- исключению как местного, так и общего перегрева;
- технологичности изготовления и установки в корпусные детали;

- возможности замены лопаток при подборе выходного сечения и дефектных лопаток в процессе эксплуатации при ремонтах;

- обеспечению соосности деталей лабиринтных уплотнений ротор—СА на всех режимах работы двигателя;

- экономической целесообразности принимаемого решения.

При проектировании охлаждаемых лопаток используются те же конструктивно-схемные решения, что и рабочих лопаток (см. подразд. 4.3.2).

При охлаждаемых лопатках СА первой ступени подвод охлаждающего воздуха может быть выполнен как со стороны наружного силового корпуса, так и внутреннего. При этом подвод воздуха может быть отдельным, т. е. подаваться в переднюю и заднюю внутренние полости лопаток с различными значениями $P_{охл}^*$ и $T_{охл}^*$.

4.4.2. Конструктивно-схемные решения сопловых лопаток

Наиболее распространенным конструктивно-схемным решением является вариант, когда профильная часть (перо) 1 лопатки СА выполняется заодно с наружной полкой 2 и внутренней полкой 3 (как показано на рис. 4.35). Наружные и внутренние полки выполняются с кольцевыми поясками 4 либо кольцевыми выступами 5.

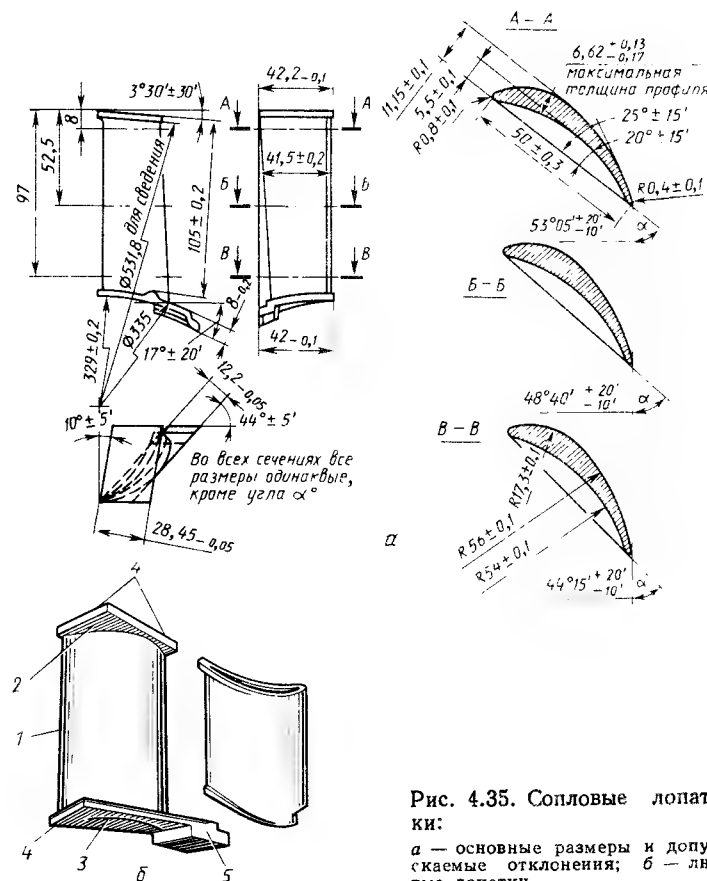


Рис. 4.35. Сопловые лопатки:

а — основные размеры и допускаемые отклонения; б — лопатки

В ряде эксплуатируемых ГТД лопатки СА выполняются индивидуальными или неразъемно соединенными между собой по две, три и более в блоке (см. рис. 4.37 ... 4.40) как неохлаждаемые, так и охлаждаемые.

Изготовление блоков лопаток соплового аппарата, выгодное с позиции снижения расходов на их изготовление, в ряде случаев может войти в противоречие с требованиями по циклической и малоцикловой температурной усталости из-за температурного взаимодействия, сложности формы и напряженного состояния и ограничений по выбору материала и покрытий.

На рис. 4.36 показаны охлаждаемые лопатки с конвективным и конвективно-пленочным охлаждением и подводом воздуха через дефлектор.

Применение вставной между полками 2 и 3 трубки 6 (рис. 4.36.а) кроме организации двухстороннего подвода охлаждающего воздуха и поперечного его движения внутри профиля дает возмож-

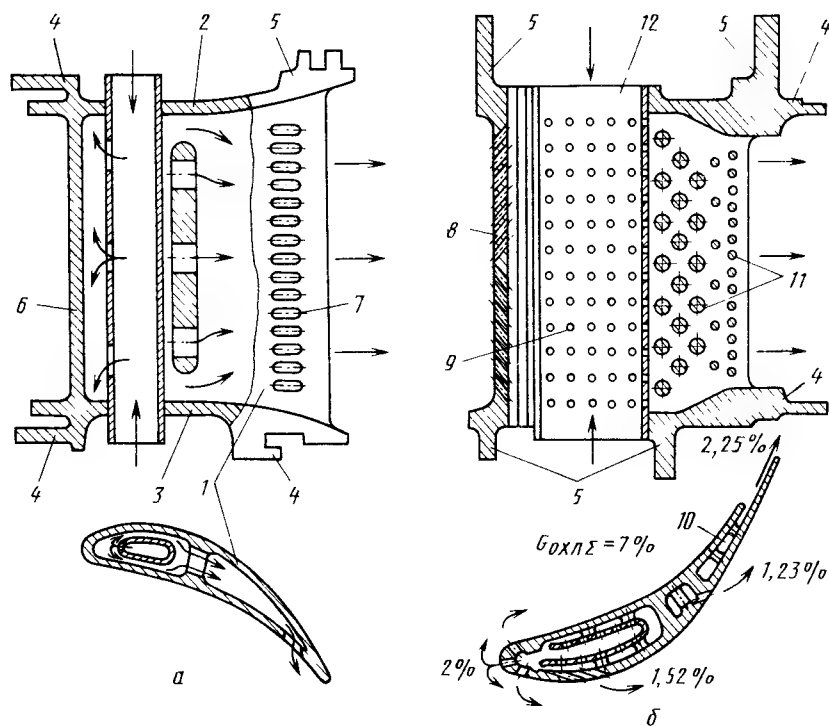


Рис. 4.36. Сопловые охлаждаемые лопатки:

а — лопатка первой ступени ТРДД «Конуэй»; б — лопатки первой ступени ТРДД JT9D-7

ность обеспечить струйное охлаждение наиболее теплонапряженной входной кромки профиля лопатки. У выходной кромки со стороны корыта 1 воздух, вытекая через щели 7, образует защитную пленку, снижая тем самым поступление тепла от протекающего газа. Однако столь простой конструкции лопатки сопутствует и большая неравномерность температуры металла стенок, приводящая к дополнительным термическим напряжениям.

Схема комбинированной охлаждаемой сопловой лопатки, в передней части которой реализуется пленочное охлаждение, показана на рис. 4.36, б. Воздух из продольного канала дефлектора 12 выходит в проточную часть через отверстия 8 в области входной кромки, создавая воздушную пелену на поверхности корыта и спинки профиля.

Средняя и задняя части лопатки охлаждаются воздухом при конвективной схеме охлаждения. Воздух поступает из дефлектора 12 на внутреннюю поверхность полости лопатки. При протекании вдоль сечения спинки и корыта происходит подпитка протекающего по зазору воздуха через систему отверстий 9 в дефлекторе. Выходит воздух через щелевой канал 10 в выходной кромке.

Наличие значительного числа цилиндрических перемычек — интенсификаторов охлаждения 11 — увеличивает турбулизацию, способствуя лучшему теплосъему.

Цилиндрические пояски 4 и кольцевые выступы 5 (рис. 4.36, а, б) используются для установки лопаток в СА.

Сопловые лопатки турбины РВД ТРДД первой (рис. 4.37, а) и второй (рис. 4.37, б) ступеней выполнены спаренными. Лопатки 1 первой ступени отливаются индивидуально и свариваются попарно с провариванием полки на половинную глубину, что позволяет легко отделять лопатки при ремонте. Во внутреннюю полость профиля, разделенную на две части перегородкой 4, вставляются дефлекторы 6 и 8, внутрь которых подается (стрелки 13 и 14) охлаждающий воздух и через систему малых отверстий 7 и 12 выходит в зазоры между дефлекторами и стенками лопаток и далее через системы перфораций 16 и 18 и щелей 2 из полости 11 на поверхность профиля, обеспечивая конвективно пленочное охлаждение лопаток. Наличие зазора между дефлекторами и стенкой лопатки гарантируется выштамповками 9.

Подача воздуха 13 и 14 осуществляется в дефлектор 8 передней полости со стороны внутренней полки 17, а в дефлектор 6 — со стороны наружной полки 3 через отверстие в крышке 5.

В первой ступени каждый блок лопаток (используя фланцы 15) крепится к внутреннему корпусу болтами и дополнительно стыкуется с корпусными деталями по цилиндрическим пояскам 21 и кольцевым выступам 19.

В сопловом аппарате второй ступени также применены блоки спаренных полых лопаток 1 со вставными дефлекторами 26 (см. рис. 4.37, б). Воздух 27 подается от промежуточной ступени компрессора через втулки 23 и отверстие в крышке 24 внутрь дефлектора 26. Охлаждение лопаток конвективное с душевым натеканием через отверстия 22 в срединной части профиля и конвективное с лобовым натеканием через отверстие 25 — у входной

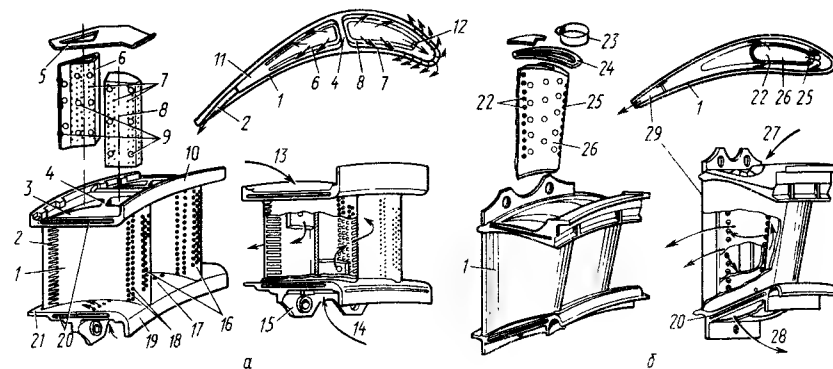


Рис. 4.37. Блоки сопловых охлаждаемых лопаток ТРДД CF-6:

а — первой ступени; б — второй ступени

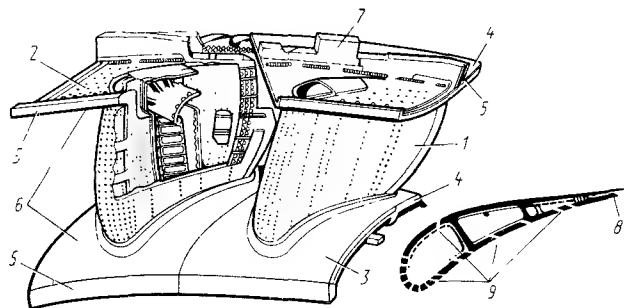


Рис. 4.38. Охлаждаемые сопловые лопатки ТРДД RB-211-535E-4

кромки. Охлаждающий воздух выходит через щель 29 в выходной кромке профиля. Частично в воздух отбирается на наддув полости межступенчатого уплотнения.

Сопловые аппараты первой и второй ступеней комплектуются 33-мя блоками спаренных лопаток.

На поверхностях стыка наружных и внутренних полок выполнены канавки 20, которые заполняются легко деформируемым жаростойким материалом. В процессе модификаций на основе научно-исследовательских работ и использования усовершенствованного метода расчета пространственного течения спроектирована сопловая лопатка с минимальными профильными и вторичными потерями (рис. 4.38) и равномерным полем потока за сопловым аппаратом.

Использование рациональной пространственной конфигурации профильной части лопаток — пера 1 — с весьма развитой системой конвективно пленочного охлаждения выпуклой и вогнутой поверхностей и особенно входной части профиля обеспечивает высокую эффективность работы турбины. Этому способствует и теплозащитное покрытие 6 на омываемых газом поверхностях полок 2 и 3, что позволило исключить систему их пленочного охлаждения — сэкономить расход охлаждающего воздуха.

Выход воздуха осуществляется через развитую систему перфораций — большое количество отверстий 9 малого диаметра и щели 8 выходной кромки пера 1.

Для крепления лопаток в корпусе используются цилиндрические пояски 4, кольцевые выступы 5 и фиксирующие выступы 7.

На рис. 4.39 показан блок четырех неохлаждаемых лопаток 1 сегментов наружного кольца — наружных полок 2 с кольцевыми поясками 4 и сегментов внутреннего кольца — внутренних полок с кольцевыми выступами 5 и фиксирующим выступом 7 на одном из них. При установке блоков в наружный корпус кольцевые пояски обеспечивают радиальную фиксацию блоков в корпусе, а в отверстие 6 вводится фиксатор, воспринимающий окружное и осевое газодинамические усилия и удерживающий блок от проворачивания в наружном корпусе. Кольцевые бортики 5 и фикси-

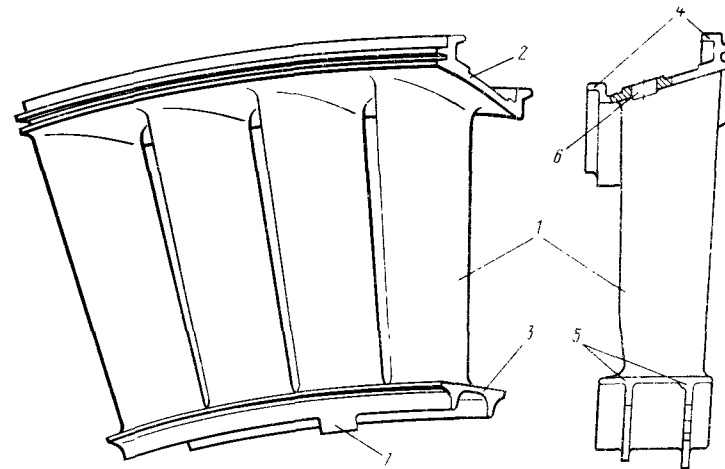


Рис. 4.39. Блок сопловых лопаток третьей ступени ТРДД Д-36

рующий выступ 7 обеспечивают соосность внутреннего бандажного кольца и его осевую и окружную фиксацию (см. рис. 4.41. д).

Необходимость размещения силовых связей между дисками первой и второй ступеней турбин РВД и РСД потребовала резкого увеличения максимальной толщины профиля лопатки $s_{\max}$, а следовательно, увеличения длины хорды b профиля и значительного увеличения среднего диаметра на выходе из СА. Сопловой аппарат скомплектован из блоков по три лопатки 1 (рис. 4.40). Внутри каждой лопатки установлен дефлектор 9. Воздух при движении по зазору между дефлектором и внутренней поверхностью профиля лопатки выходит наружу через систему отверстий 6 в выходной кромке пера. Цилиндрические пояски 4 и кольцевой выступ 5

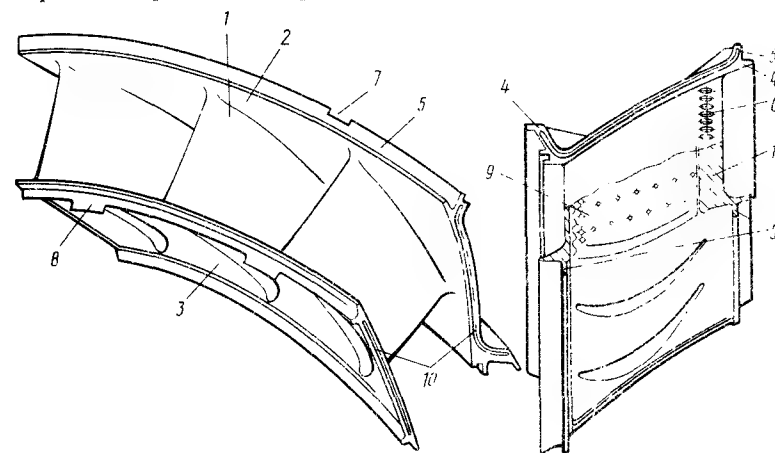
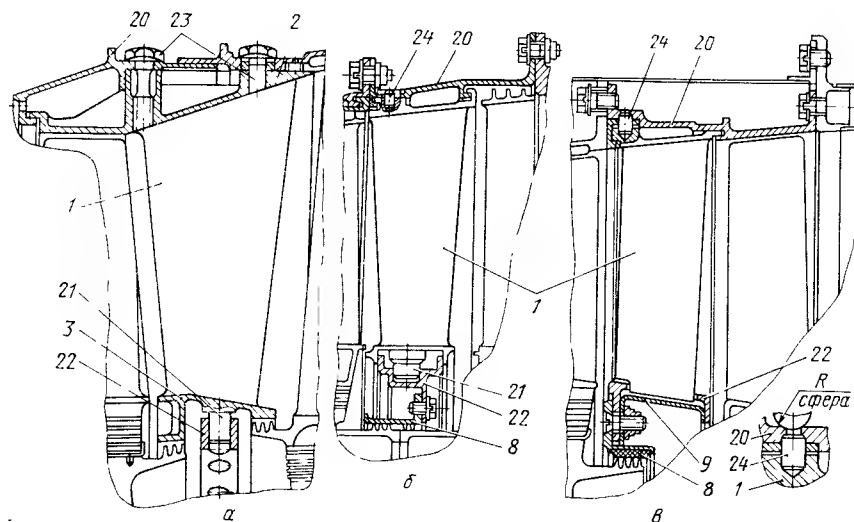


Рис. 4.40. Блок охлаждаемых сопловых лопаток второй ступени ТРДД Д-36



с пазом 7 наружной полки 2 используются для установки блока в наружном корпусе, а внутренние кольцевые выступы 5 и местный выступ 8 — для соединения блоков с внутренним силовым корпусом. При сборке СА канавки 10 заполняются легкодеформируемым жаростойким материалом, повышая герметичность стыков.

4.4.3. Крепление сопловых лопаток

В сопловых аппаратах стремятся осуществить двухопорное крепление сопловых лопаток в кольцевых деталях корпуса, желая обеспечить значительную изгибную жесткость и прочность. Однако такой вид крепления применим только для коротких лопаток и позволяет избежать термических напряжений и короблений вследствие неодинаковости нагрева соединяемых в узел СА деталей.

Сопловые лопатки из-за их теплонапряженности в качестве силовой связи между силовыми корпусами, как правило, не используются. Конструктивные элементы силовой связи размещаются внутри пустотелых охлаждаемых лопаток 1 (рис. 4.41, е, ж).

Для предотвращения появления температурных (термических) напряжений и короблений деталей СА лопатки закрепляются, как правило, в наружном силовом корпусе и соединяются с внутренним корпусом, обеспечивая либо свободу температурных деформаций деталей СА, либо незначительный уровень термических напряжений, а это возможно при соединении лопаток СА с внутренним корпусом, обладающим малой жесткостью, либо через податливый конструктивный элемент.

Устанавливают лопатки СА в корпусах таким образом, чтобы между наружными полками и внутренней поверхностью силового

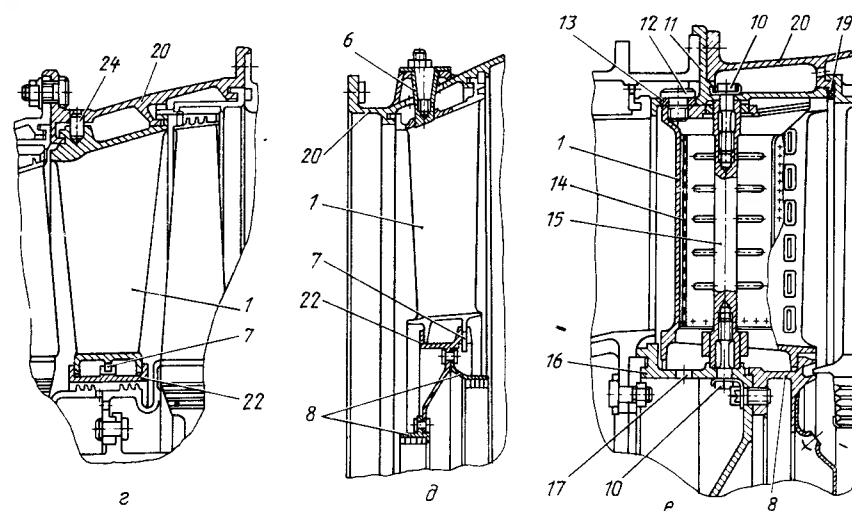


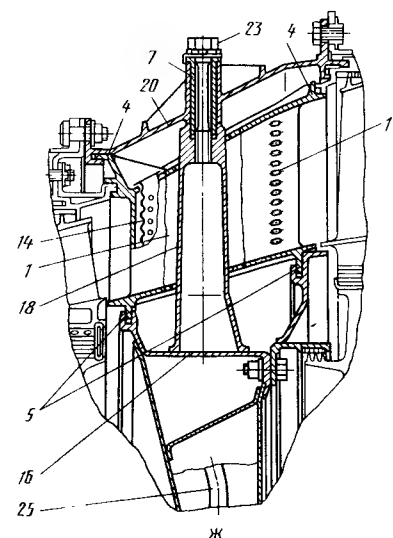
Рис. 4.41. Крепление сопловых лопаток в корпусах:

а — ТРДФ Р11-300 (модификация); б — ТРДД Д-30КУ; в — ТРДД АИ-25; г — ТВД ТВ2-117; д — ТРДД Д-36; е — ТРДФ Р11-300 (модификация); ж — ТРДД Д-36

корпуса имел место зазор, по которому для предупреждения перегрева корпусных деталей будет продуваться охлаждающий корпус воздух. Часть этого воздуха в ряде случаев используется и на охлаждение лопаток СА как первой, так и последующих ступеней.

Распространенным конструктивно-схемным решением является консольное крепление лопаток на наружном корпусе и подвижное соединение расположенных встык внутренних полок лопаток с внутренним кольцом (бандажом). Разнообразие конструктивных решений показано на рис. 4.41.

Бандажное кольцо 22 может быть как цельным, с отверстиями под цилиндрические цапфы 21, выполненные на внутренних полках (рис. 4.41, а), так и составным из двух частей с плоскостью разреза в плоскости осей цилиндрических цапф. Цапфы 21 выполняют роль радиально-расположенных штифтов [22], а следовательно, обеспечивают соосность бандажного кольца 22 и наружного корпуса 20, что необходимо при наличии лабиринт-



ного уплотнения ротор—корпус, не препятствуя свободе расширений наружного корпуса 20, лопаток 1, бандажного кольца 22 и других элементов уплотнений 8 (см. рис. 4.41, б, в, д).

Лопатки 1 крепятся к наружному сопловому корпусу 20, например, с помощью болтов 23, ввернутых в резьбовые отверстия наружной полки 2 лопатки 1 (см. рис. 4.41, а). Во многих двигателях используется установка лопаток 1 во внешнем силовом корпусе 20 по цилиндрическим поясам (бортикам) с фиксацией от перемещений под действием осевых и окружных газодинамических сил радиальными штифтами 24 (см. рис. 4.41, б, в, г) либо специальными фиксаторами 6 (рис. 4.41, д).

Штифты 24 после запрессовки их в отверстия сами фиксируются от смещения обжатием кромок отверстий шариком, например, как показано на рис. 4.41, в.

Внутреннее бандажное кольцо 22 может удерживаться соосно наружному корпусу 20 и при установке на концах профильных частей лопаток 1, пропущенных в его профильные пазы (см. рис. 4.41, в). При этом также обеспечивается соосность кольца 8 лабиринтного уплотнения, а перетеканию газа через зазоры лопатка 1 — бандажное кольцо 22 препятствует составленное из двух половин кольцо 9. Соединение лопаток 1 с внутренним бандажным кольцом 22 такого типа используется и в случае крепления самих лопаток с наружным корпусом 20 сваркой, когда лопатки короткие и рассмотренные выше приемы соединения лопаток с наружным корпусом 20 экономически и технологически не обоснованы.

Фиксация внутреннего бандажного кольца 22 от эксцентричного смещения и проворачивания может осуществляться выступами 7 (рис. 4.41, г, д).

На рис. 4.41, е, ж показаны конструктивные решения крепления охлаждаемых лопаток, внутренние полости которых использованы для размещения силовых связей и других конструктивных элементов. Так, на рис. 4.41, е пустотелые лопатки 1 первой ступени двухроторного ТРДФ устанавливаются между внутренним силовым корпусом 16 и корпусом соплового аппарата 11 наружного корпуса 20 и уплотняются по торцу кольцом 19. Каждая лопатка закрепляется винтом 12 в нужном положении и имеет возможность расширения в сторону внутреннего корпуса 16. С помощью винта 12 и эксцентрика 13 («регулирующего сухаря») лопатка может поворачиваться на небольшой угол, т. е. регулируется выходное сечение СА при сборке. Внутри дефлектора 14 установлены силовые стержни 15, закрепленные винтами 10. Такая конструкция обеспечивает силовую связь и соосность корпусных деталей 11 и 16 с лабиринтным кольцом 8.

Воздух, подаваемый на охлаждение лопаток через отверстия 17, обеспечивает охлаждение лопаток 1 и силовых стержней 15.

На рис. 4.41, ж показан вариант силовой связи внутреннего корпуса 16 опор одноступенчатых турбин РВД и РСД (см. рис. 4.53) с наружным силовым корпусом 20. Эта связь выполнена через девять овальных в сечении силовых стоек 18, которые размещаются внутри дефлектора 14 (см. рис. 4.40) средней лопатки блока трех охлаждаемых лопаток 1. Каждый блок устанавливается в наружном силовом корпусе по цилиндрическим поясам 4 передней и задней частей верхних полок блока и удерживается от углового смещения за пазы 7 (см. рис. 4.40) выступами на корпусных деталях, стыкуемых с блоками лопаток. Каждый блок лопаток устанавливается кольцевыми выступами 5 внутренних полок блока в кольцевые пазы внутреннего корпуса 16. Силовые стойки 18 надежно удерживаются от смещений в корпусе 20 как в окружном, так и в осевом направлении втулками 7, работающими на срез и смятие, и стягиваются с корпусом 20 болтами 23. Внутренние полости других полых лопаток всех блоков используются для размещения магистралей 25 различного назначения — масляных и воздушных.

4.5. РОТОРЫ

4.5.1. Общие сведения

В газовых турбинах авиационных ГТД преимущественное применение получили роторы вально-дискового типа (см. рис. 4.5), обеспечивающие хорошую работоспособность при больших окружных скоростях и высокой температуре газа.

В зависимости от предусматриваемых способов и особенностей монтажа узла турбины роторы делятся на неразборные и разборные.

К числу основных составных частей ротора относятся диски ступеней с лопатками, валы, цапфы, промежуточные кольцевые проставки и ряд других деталей.

Предпочтительнее неразборные роторы, которые обеспечивают большую изгибную жесткость, более просты и технологичны в изготовлении, обеспечивают большую стабильность величины дисбаланса в период эксплуатации. Однако их применение ограничивается как схемными соображениями, связанными с числом ступеней (больше одной), требованиями симметрии температурных деформаций корпусов (отсутствие продольных разъемов СА), возможностью и простотой сборки и разборки, так и рядом других соображений. Поэтому во многих ГТД различных схем имеет место применение разборных роторов.

Проектируя разборный ротор, необходимо обеспечить выполнение ряда технических требований, например таких, как:

— надежная передача через места соединений действующих крутящего момента $M_{кр}$, суммарного изгибающего момента $M_{из}$,

поперечных сил $P_{j\pi}$, суммарного осевого газодинамического усилия $P_{a\pi}$ и термического (температурного) усилия P_t ;

— нераскрытие стыков при действии $M_{кр}$, $M_{из}$, $P_j P_{a\pi}$, — P_t и возможных вибраций;

— сохранение за весь период эксплуатации (до ремонта) допустимой величины дисбаланса в условиях повышенных и переменных температур нагрева стыкуемых деталей;

— сохранение соосности при обеспечении минимальных значений зазоров: между рабочими лопатками и корпусами, в лабиринтных уплотнениях и др.;

— легкая разборность конструкции при ремонтах;

— сохранение в период эксплуатации до и после переборок постоянства изгибной жесткости.

4.5.2. Диски

В общем случае диск турбины состоит из обода, полотна, кольцевых и других выступов, фланцев и ступицы.

Обод представляет собой уширенную, постоянной или переменной ширины периферийную часть диска, служащую для крепления рабочих лопаток (см. рис. 4.12) и организации ввода воздуха на охлаждение лопаток в случае охлаждаемых ступеней. В ряде случаев на обode диска выполняются буртики лабиринтных уплотнений либо выступы для крепления других деталей ротора.

Полотно диска в большинстве случаев выполняется переменной толщины, при этом используются законы изменения по конусу либо гиперболе. В настоящее время при использовании методов проектирования дисков в САПР по минимуму массы и необходимого запаса прочности, а также станков с ЧПУ, включенных в САПР, возможно оптимальное решение изменения толщины по более сложному закону. На полотне диска предусматривается выполнение фланцев для крепления дисков между собой и с валами и цапфами, буртов крепления колец лабиринтных уплотнений и других конструктивных и технологических элементов, например мест крепления балансировочных грузиков и т. д.

Проектируя диски, большое внимание уделяют их охлаждению как с целью снижения уровня нагрева для обеспечения необходимой прочности (высокотемпературные ступени), так и с целью использования менее дефицитных материалов, обеспечивающих необходимую прочность при более низком уровне температур (последние ступени многоступенчатых турбин).

Для охлаждения дисков используются различные конструктивные приемы, позволяющие снизить разность температур по радиусу диска, уровень температурных напряжений и повысить запас прочности благодаря повышению работоспособности материала диска при меньшем нагреве (см. гл. 6).

С целью снижения перепада температур по радиусу используется обдув обода диска и продувка воздуха через монтажные

зазоры елочных замков (см. рис. 4.9 и 4.42, з) в соединении лопаток с диском. Большая поверхность щелевых каналов и интенсивный теплообмен в них дает значительное снижение разности температур обода и центральной части диска. При обдувке боковых поверхностей диска обеспечивается как снижение среднего уровня нагрева диска, так и температурный перепад по радиусу диска. Наибольший эффект имеет место при продувке воздуха между диском и вращающимся дефлектором диска (см. рис. 4.28, 4.63), однако при этом подвод воздуха желательно выполнять над ступицей диска, обеспечивая более интенсивное его охлаждение и не увеличивая разность температур по радиусу диска.

В современных газовых турбинах на охлаждение диска одной ступени расход воздуха составляет 0,5 ... 1,0 %.

Проектируя ступень, стремятся обеспечить на обode меньшую температуру $t_{об}$ и меньший перепад температур по радиусу Δt° .

Температура дисков может достигать: обода до 800 ... 850 °C, в центре (у оси вращения) до 550 ... 650 °C. Следует иметь в виду, что $\Delta T = f(R)$ в процессе нагрева после запуска двигателя возрастает, достигая максимума по ΔT на меньшем ΔR , а в дальнейшем по мере прогрева всего диска несколько изменяется и может составлять $\Delta T = 250 ... 350$ °C.

Наличие центрального отверстия ведет к существенному напряжению у отверстия (см. разд. 6.2), в связи с чем ступица выполняется развитой по ширине с плавным переходом к ней от полотна диска. Наличие либо отсутствие центрального отверстия диктуется соображениями компоновки, например необходимостью пропуска вала ротора другой турбины, условиями сборки и разборки и рядом других соображений.

4.5.3. Соединения дисков и валов

При разработке конструкции соединения стремятся обеспечить надежную передачу в стыках деталей ротора всех действующих нагрузок, обеспечить достаточную жесткость соединения без раскрытия стыков, надежную взаимную соосность стыкуемых деталей и фиксацию от смещений для сохранения допустимого значения дисбаланса как в работе, так и при переборках, минимальную передачу тепла от нагретых деталей к подшипникам и др.

Все типы используемых соединений делятся на две группы: разборные соединения и неразборные соединения, что в основном определяется требованиями сборки и разборки узла турбины при ее конкретной компоновочной схеме.

К числу неразъемных соединений относится соединение с использованием радиально расположенных штифтов (рис. 4.42). К числу разъемных соединений относятся широко распространенные фланцевые соединения с использованием торцевых шлиц (рис. 4.43, а), призонных болтов (рис. 4.43, в), призонных втулок (рис. 4.43, г) при стягивании деталей болтами и фланцевых соеди-

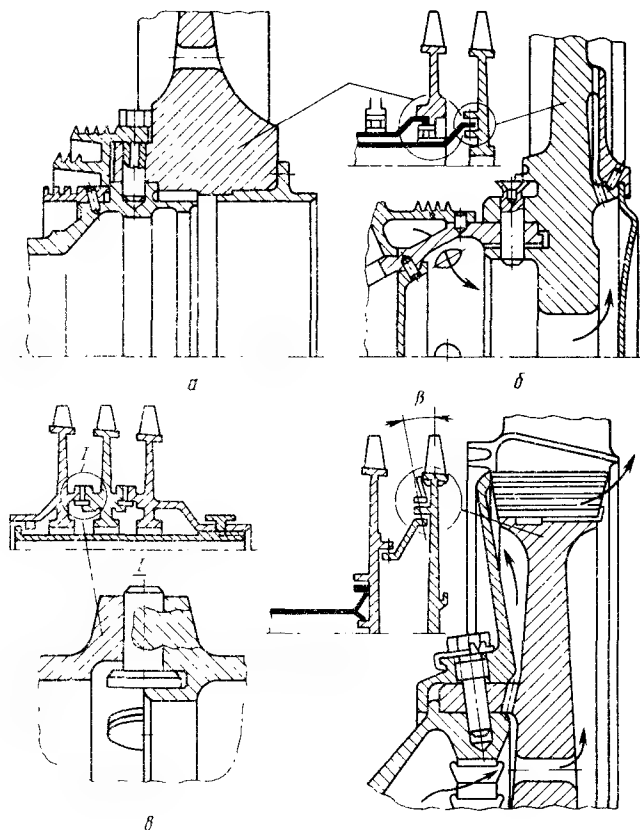


Рис. 4.42. Конструктивные варианты соединения элементов ротора по цилиндрическому пояску с использованием радиальных штифтов:
 а — по одной посадочной поверхности; б — вильчатый вариант; в — разборный вариант;
 г — соединение трех деталей в одном узле с отклонением оси штифта от радиального

нений с призонными штифтами (рис. 4.43, б) и соединений по эвольвентным шлицам (рис. 4.43, в).

В последнее время используются и неразъемные роторы, в которых уменьшается количество деталей, снижается стоимость изготовления и масса ротора в результате использования современных видов сварки дисков, проставочных колец, валов и цапф, обеспечивающих высокое сопротивление усталости исходного материала в зоне соединения. Это достигается при таких видах сварки, как вакуумная, инерционная (сварка трением), электронно-лучевая и другие виды, обеспечивающие малую зону расправления в месте стыка деталей. Такой ротор имеет повышенную изгибную жесткость и лучше сохраняет допустимый дисбаланс из-за отсутствия сдвигов и смятия, возможных при болтовых соединениях.

При проектировании любого из рассмотренных типов соединений необходимо знать значения сил и моментов, действующих в месте стыка, а именно:

- крутящий момент $M_{кр}$, даН·см;
- осевое газодинамическое усилие P_a , даН;
- изгибающие моменты $M_n (P_j)$ и $M_n (M_r)$, даН·см, от инерционных сил P_j и гироскопических моментов M_r (даН·см) при криволинейном полете либо плоском штопоре;
- величину термической силы P_t (даН), возникающей в результате различных температур нагрева и различия коэффициентов линейного расширения стыкуемых деталей.

Фланцевое соединение торцевыми шлицами и стягивающими болтами (стягивающим болтом) (рис. 4.44, а).

На рис. 4.44 показана схема трехступенчатого ротора, у которого конический вал 1, диски 2, 3 и 4 соответственно 1, 2 и 3-й ступеней и задняя цапфа 5 стыкуются по торцевым поверхностям, на которых выполнены торцевые шлицы. В тех случаях, когда диски между собой и с цапфами соединяются с использованием торцевых шлиц (см. рис. 4.43, а), величина предварительной

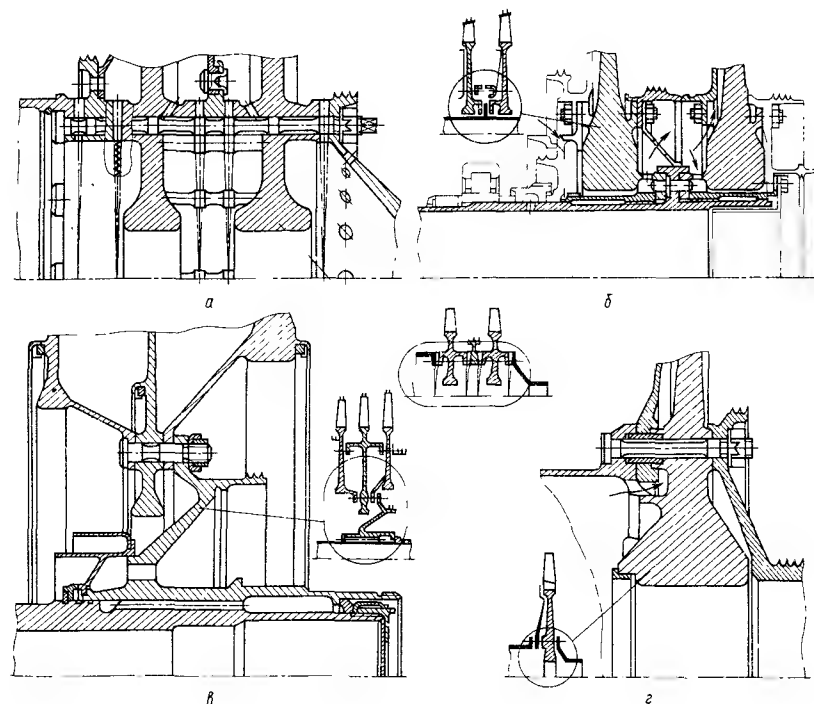


Рис. 4.43. Различные конструктивные варианты соединения элементов ротора с использованием:

а — торцевых шлиц; б — штифтов; в — призонных болтов; г — призонных втулок

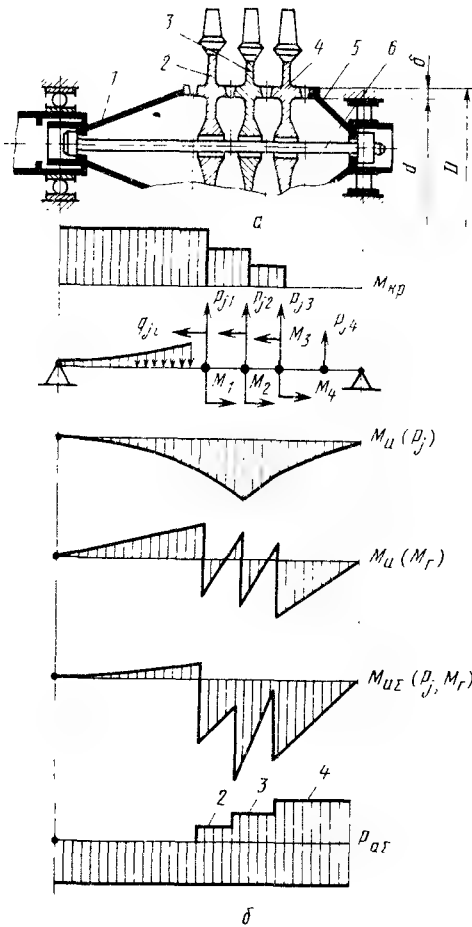


Рис. 4.44. Конструктивная схема разборного одновального ротора трехступенчатой турбины (а) и действующие силы и моменты и их изменение по длине ротора (б)

затяжки всего комплекта болтом 6 (рис. 4.44, а) или несколькими болтами определяется из условия нераскрытия наиболее нагруженного стыка при неблагоприятном сочетании (суммировании) усилий, стремящихся «раскрыть» этот стык. Под условием раскрытия стыка считается снижение напряжения смятия $\sigma_{см}$ до нуля на какой-либо боковой поверхности шлиц (шлица).

При эскизном проектировании, используя рекомендации конструкторской документации после выбора размеров шлицевого пояса $2\alpha = 40^\circ; 60^\circ$, D , d , $D_{ср} = \frac{D+d}{2}$, δ и z , где z — число шлиц (см. рис. 4.45, а), определяют величину потребного уси-

лия предварительной затяжки $P_{зат}$ болта (болтов) и максимальное суммарное значение $\sigma_{см}$ при условии заданного запаса прочности.

Раскрытию стыков способствуют силы, возникающие при действии в стыке:

- передаваемого крутящего момента ($M_{кр}$);
- суммарного изгибающего момента ($M_{из}$) от инерционной силы P_j и гироскопического момента M_r (рис. 4.44, б), а также суммарное значение осевого газодинамического усилия $P_{аз}$ в данном стыке.

Возможное в эксплуатации снижение усилия затяжки в зависимости от длины стягиваемых и стягивающих деталей после некоторого охлаждения при повторном запуске и выходе на режим не учитывается.

Ниже рассмотрено определение величин составляющих суммарное значение $P_{зат}$ и его слагаемые P_1 при воздействии $M_{кр}$, P_2 — при воздействии $M_{из}$ и P_3 — при воздействии $P_{аз}$ и соответственно $\sigma_{см1}$, $\sigma_{см2}$ и $\sigma_{см3}$. Одновременно определяется термическая сила P_t , возникающая вследствие различия температур стягиваемых и стягивающих деталей, а также коэффициентов линейного расширения α_t с учетом рабочих температур, дополнительная величина $\sigma_{см4}$ и усилие, растягивающее болт (болты) на рабочем режиме:

$$P_6 = P_{зат} + P_t.$$

1. Определение усилия предварительной затяжки P_1 , обеспечивающего нераскрытие стыка при приложении $M_{кр}$ (рис. 4.45, а).

В случае, когда $M_{кр} = 0$, т. е. $P_{онр} = 0$, напряжения смятия от усилия предварительной затяжки P_1 распределяются равномерно по обеим сторонам зуба (см. рис. 4.45, а). При приложении крутящего момента происходит перераспределение напряжений смятия — на одной грани зуба оно возрастает, а на другой уменьшается. В момент, когда из одной из граней $\sigma_{см}$ достигнет нулевого

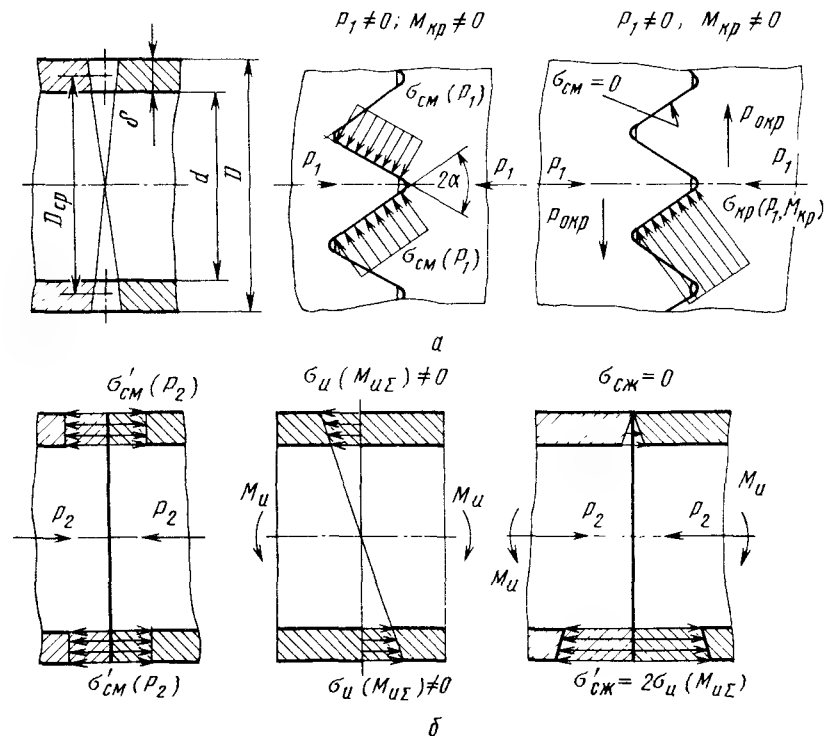


Рис. 4.45. К определению усилия предварительной затяжки: а — при действии только крутящего момента $M_{кр}$; б — при действии только изгибающего момента $M_{из}$

значения $\sigma_{см} = 0$ (момент раскрытия стыка), на другой грани $\sigma_{см} = \sigma_{см}(P_1) + \sigma_{см}(M_{кр}) = 2\sigma_{см}(P_1)$, а $P_1 = P_{онр} \operatorname{tg} \alpha = \frac{2M_{кр}}{D+d} \times \operatorname{tg} \alpha$, где $M_{кр}$ — крутящий момент, передаваемый через рассматриваемый стык; α — половина угла при вершине шлица.

2. Определение усилия предварительной затяжки P_2 , обеспечивающего нераскрытие стыка при действии суммарного изгибающего момента $M_{и\Sigma}$ (см. рис. 4.45, б).

Усилие P_2 определяется из предположения, что напряжение изгиба $\sigma_{и}$ во внешних, наиболее удаленных от нейтральной оси (оси ротора) растянутых волокнах (см. рис. 4.45, б), равно напряжению сжатия в стыке при наличии составляющей усилия предварительной затяжки P_2 $\sigma_{и}(M_{и\Sigma}) = \sigma_{см}(P_2)$ (см. рис. 4.45, б). Дальнейшее увеличение $\sigma_{и}(M_{и\Sigma})$ ведет к раскрытию стыка.

При достижении равенства $\sigma_{и}(M_{и\Sigma}) = \sigma_{см}(P_2)$ на противоположной стороне от оси напряжение от изгиба суммируется с напряжением сжатия от предварительной затяжки:

$$\sigma_{и}(M_{и\Sigma}) + \sigma_{сж}(P_2) = 2\sigma_{сж}(P_2) = 2\sigma_{и}(M_{и\Sigma});$$

$$\sigma_{и}(M_{и\Sigma}) = \frac{M_{и\Sigma}}{W_{и}}; \quad \sigma_{сж} = \frac{P_2}{F_{ст}}.$$

Здесь для кругового сечения с центральным отверстием

$$W_{и} = \frac{\pi}{32} D^3 \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] \approx 0,1 D^3 \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right];$$

$$F_{ст} = \frac{\pi}{4} D^2 \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right],$$

а в случае тонкого кольца

$$W_{и} = \frac{\pi}{4} D_{ср}^2 \delta \quad \text{и} \quad F_{ст} = \pi D_{ср} \delta.$$

Приравнявая выражения для $\sigma_{и}$ и $\sigma_{сж}$ и подставляя $W_{и}$, $F_{ст}$, находим величину предварительной затяжки P_2 , обеспечивающей нераскрытие стыка при действии суммарного изгибающего момента $M_{и\Sigma}$:

$$P_2 = \frac{8M_{и\Sigma}}{D \left[1 + \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]},$$

а в случае тонкого кольца

$$P_2 = \frac{4M_{и\Sigma}}{D}.$$

Потребная величина усилия предварительной затяжки при действии $M_{и\Sigma}$ тем меньше, чем больше наружный диаметр и уже ширина кольцевой поверхности стыка.

3. Определение усилия предварительной затяжки P_3 , обеспечивающего нераскрытие стыка при приложении газодинамического осевого усилия $P_{оз}$ (см. рис. 4.44, б).

Согласно силовой схеме ротора (рис. 4.44, а) конусный вал 1, диски ступеней 2, 3 и 4 и задняя цапфа 5 стянуты силовым болтом 6. Минимальное значение усилия предварительной затяжки $P_{зат}$ по условию нераскрытия стыка (конусный вал — диск 1-й ступени) должно быть равно сумме осевых газодинамических сил всех трех ступеней:

$$P_3 = \sum_{z=1}^3 P_{az}.$$

4. Осевое усилие, догружающее (либо разгружающее) стыки вследствие неодинаковых температурных расширений вала, дисков, задней цапфы, стяжного болта, связано с появлением термической силы P_t , величина которой определяется из равенства суммарных температурных и упругих деформаций болта y_6 и всех деталей ротора, стягиваемых болтом $y_{зр}$.

Тогда при $y_{зр} = y_6$ выражение для определения термической силы P_t будет иметь вид [31]

$$P_t = \frac{\sum l_{pz} \alpha_{pz} \Delta t_{pz} - \alpha_6 \Delta t_6 l_6}{\sum \frac{l_{pz}}{E_{pz} F_{pz}} + \frac{l_6}{E_6 F_6}},$$

где Δt_{pz} и Δt_6 — нагрев ($t_{раб} - t_{хол}$) деталей ротора и болта; l_6 — длина стягивающего болта; l_{pz} — длина частей ротора; E_{pz} , E_6 — модули упругости с учетом рабочей температуры; α_{pz} , α_6 — коэффициенты линейного расширения с учетом рабочей температуры.

Из выражения для P_t видно, что при $\sum l_{pz} \alpha_{pz} \Delta t_{pz} - \alpha_6 \times \Delta t_6 l_6 > 0$ возникает тепловая (термическая) сила, дополнительно нагружающая все детали соединения. При этом наибольшее значение P_t будет иметь в момент прогрева ротора, когда разность температур нагрева деталей ротора и болта будет наибольшей — порядка 80 ... 120 °С и достигнет нескольких тысяч даН ($P_t \approx 10 \dots 15 \cdot 10^3$ даН). Усилие P_t может и существенно уменьшаться в случае более быстрого охлаждения деталей ротора по сравнению с охлаждением стяжного болта. Это практически может иметь место при планировании самолета и работе двигателя на малом газе либо при выключении двигателя в полете. В этих случаях $P_t \approx (5 \dots 10) \cdot 10^3$ даН, а значит, имеет место ослабление стыков, что должно учитываться при определении усилия предварительной затяжки составляющей $P_4 = P_t$.

Считая, что все усилия одновременно действуют на раскрытие стыка и принимая коэффициент запаса $k = 1,15 \dots 1,25$, необходимую величину усилия предварительной затяжки определяем из выражения

$$P_{зат} = k (P_1 + P_2 + P_3 + P_4).$$

С целью уменьшения влияния P_4 используют конструктивные приемы, ведущие к увеличению податливости, чаще всего фланцев

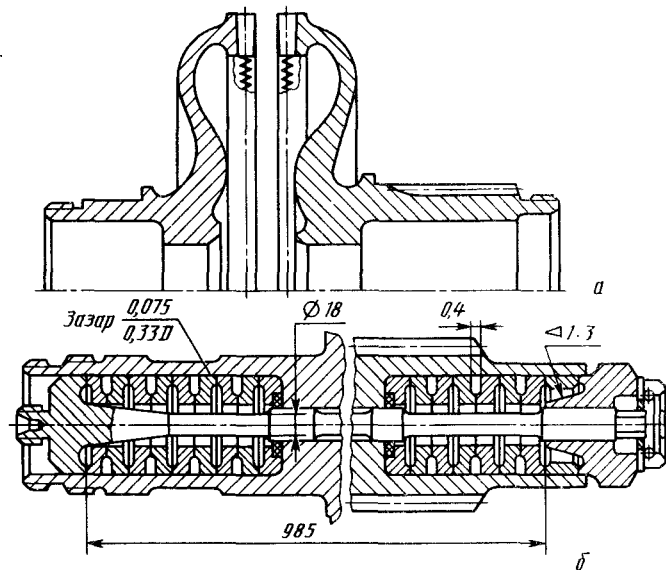
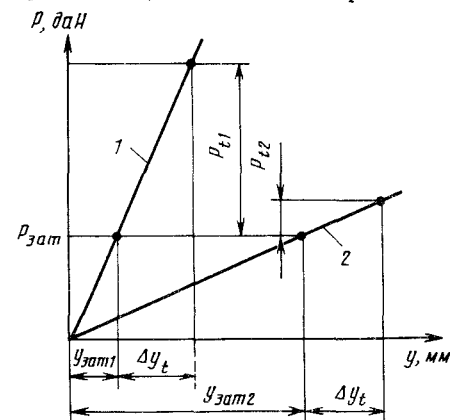


Рис. 4.46. Конструктивные приемы уменьшения продольной жесткости в системе ротор-болт:
а — более податливые цапфы по сравнению с коническими; б — постановка з-образных пружин под головку и гайку стягивающего болта

цапф (см. рис. 4.46, а) и системы стягивания, (рис. 4.46, б) подкладывая под головку болта и гайку пружинящие шайбы. Влияние увеличения податливости на P_t хорошо иллюстрируется графическим изображением влияния термического расширения Δy_t на термическую силу P_t при наличии в системе стягивания пружины с различной жесткостью (податливостью). Из графиков (рис. 4.47) видно, что при заданной силе предварительной за-



тяжки $P_{зат}$ деформация жесткой пружины составляет $y_{зат1}$, а податливой — $y_{зат2}$. При дополнительном сжатии этих пружин при температурном расширении системы ротор-болт на величину Δy_t получим в первом случае термиче-

Рис. 4.47. Изменение величины P_t при различных жесткостях системы ротор-болт:
1 — малая жесткость; 2 — большая жесткость; y — деформация

скую силу, равную P_{t1} , а во втором — P_{t2} , значительно меньшую, чем P_{t1} .

При проектировании болта напряжение растяжения рекомендуется принимать равным $\sigma_p = 250 \dots 300$ МПа (2500 ... 3000 даН/см²) с учетом P_t . Снижение P_t можно получить, искусственно увеличивая длину стягивающего болта.

Соединение по цилиндрическому пояску с использованием радиально расположенных цилиндрических штифтов

Такое конструктивное решение может выполняться в показанных на рис. 4.48 вариантах для соединения дисков с валами, дисков с проставками, дисков между собой в неразъемных роторах.

При проектировании соединения предусматривается наличие гарантированного натяга по цилиндрической поверхности диаметра D , изменяющегося с изменением режима работы ротора (по оборотам и температурному состоянию соединяемых охватывающей 1 и охватываемой 2 деталей), но не переходящего в зазор

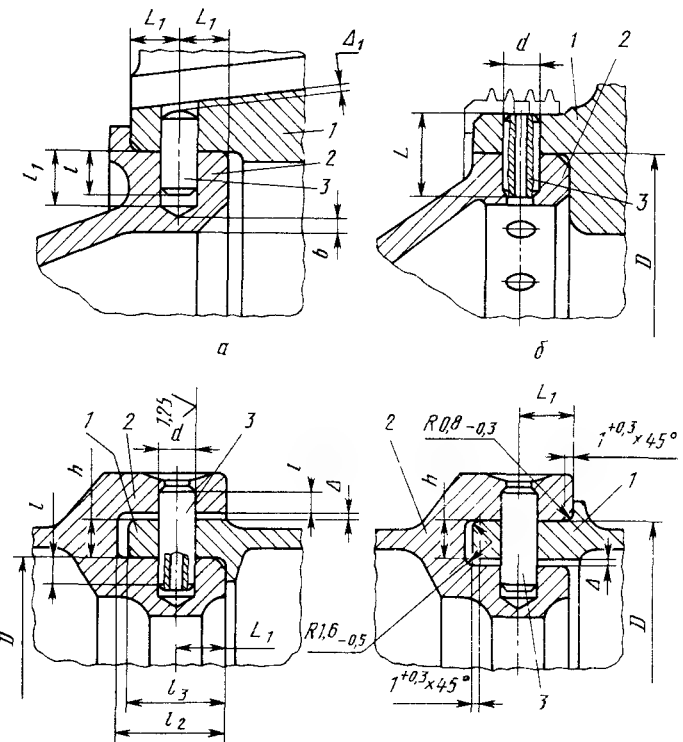


Рис. 4.48. Различные конструктивные варианты соединения деталей ротора по цилиндрическому пояску с использованием радиальных штифтов

на всех режимах работы. Штифты 3 в отверстия устанавливаются с натягом 0,01 ... 0,04 мм.

Если при обработке отверстий под штифты попадание стружки внутрь ротора недопустимо, то отверстия выполняются глухими, а сами штифты — с дренажными каналами (при $d \geq 5$ мм — с центральным сквозным отверстием $d_{отв} = 2$ мм, а при $d < 5$ мм — с лыской глубиной 0,1 ... 0,2 мм, благодаря чему исключается повышение давления воздуха под штифтом и его смещение под действием этого давления).

Подобное решение используется и в роторах осевых компрессоров (см. рис. 4.48, а), где штифты устанавливаются в пазах под лопатками, а их число желательно иметь равным или кратным числу пазов при равномерном расположении по окружности.

Рекомендуется выполнять следующие размеры: $L \geq 2d$, $L_1 \geq d$, $l \geq d$, $l_1 = l + 1$ мм, $l_2 = 11 \dots 29$ мм, $l_3 = (10 \dots 28) \pm 0,1$ мм, $l \geq 1,5$ мм; $h = 4,5 \dots 13$ и $\Delta_1 = 0,1 \dots 0,5$ мм, а сопряженные радиусы и фаски согласно конструкторской документации. Допускается выполнение сквозных отверстий в открытые полости, когда возможно удаление стружки из полости и соответствующий контроль.

В некоторых случаях по технологическим соображениям допускается отклонение от радиального положения на угол $\beta \approx (10 \dots 15)^\circ$, как показано на рис. 4.42, г.

Во всех случаях рекомендуется гарантировать отсутствие Δ_1 , т. е. смещения штифтов от положения, предусмотренного сборкой. Выполнение этого требования обеспечивается обжатием края отверстия (рис. 4.48, в), упором в другие детали (рис. 4.48, а, б, рис. 4.42), что гарантирует стабильность дисбаланса.

Рекомендуется на одном конце штифта выполнять фаску с конусом 40° на длине 1 мм, а на другом сферу $R_{сф} = (0,8 \dots 1,0) d$ либо фаску $1 \times 45^\circ$.

Для соединения турбинных дисков между собой и дисков с валами рекомендуется это соединение согласно конструкторской документации выполнять вильчатого типа с радиально расположенными цилиндрическими штифтами в двух исполнениях с посадкой по цилиндрической поверхности диаметра D (рис. 4.48, в, г).

Деталь 2, на которой выполнен вильчатый паз (см. рис. 4.48, в), изменяет размер диаметра D на меньшую величину, чем стыкуемая с ней деталь 1, и, следовательно, предварительный натяг по цилиндрической поверхности D уменьшается при увеличении числа оборотов и нагреве деталей, а во втором исполнении (рис. 4.48, г) увеличивается.

Вильчатый вариант соединения допускает изменение посадки по диаметру D и появление зазора при одновременном уменьшении зазора Δ . Однако даже при наличии этих зазоров изгибная жесткость ротора изменяется значительно меньше, чем в случае, показанном на рис. 4.48, а, б, так как имеет место заделка штифтов как балки, защемленной с обоих концов.

В конструкторской документации оговаривается номенклатура и номинальные размеры диаметра штифтов $d = 4 \dots 12$ мм, минимальной протяженности контактных поверхностей: штифт — диск (штифт—вал) $l = 2,5 \dots 7$ мм и расстояние от упорного торца до оси штифта $l_1 = (5 \dots 14) \pm 0,1$ мм. Посадка штифтов: отверстия по Н7, диаметр штифта — по р6.

Величина гарантированного натяга δ (и соответствующая ему величина напряжения смятия) на контактной посадочной поверхности диаметра D определяется из условия нераскрытия стыка на всех режимах работы двигателя. Изменение напряжения $\sigma_{см}$, имеющего место вследствие натяга, происходит из-за разности температурных деформаций Δu_i и разности деформаций от действия центробежных и температурных сил $\Delta u_{jз}$. Тогда $\delta > \Delta u_i + \Delta u_{jз}$.

Наибольшую разницу в изменении натяга можно ожидать в ряде случаев, например, когда:

- стыкуемые детали выполнены из материалов с резко различными коэффициентами расширения либо когда изменение этих коэффициентов в рабочем диапазоне температуры нагрева резко различно;

- соединяются детали, у которых изменение размера посадочного диаметра D при изменении частоты вращения резко различно (диск—вал);

- могут иметь место кратковременные забросы температуры нагрева.

Наличие натяга δ гарантирует постоянство изгибной жесткости ротора на всех режимах работы. Однако при таком натяге должно иметь место неравенство $\sigma_{см} \leq \sigma_{02}$, что гарантирует отсутствие пластических деформаций на цилиндрических поверхностях стыка диаметра D . В противном случае в работе может иметь место зазор по посадочной поверхности и резкое снижение (на несколько порядков) изгибной жесткости и, следовательно, резкое изменение динамических характеристик ротора. Поэтому в газовых турбинах рекомендуется выполнение этого соединения в «вильчатом» варианте при минимальном значении зазора Δ , обеспечивающего легкость напрессовки стыкуемых деталей при необходимом нагреве под запрессовку детали 1 (см. рис. 4.48, в) либо детали 2 (см. рис. 4.48, г).

Надежность штифтового соединения оценивается при расчете на прочность, когда определяется суммарная сила, действующая на один штифт, $P_\Sigma = \sqrt{(P_a + P_n)^2 + P_{окр}^2}$ (P_a — осевая сила; P_n — осевая составляющая изгибающего момента; $P_{окр}$ — окружная сила от $M_{кр}$), и находятся напряжения среза $\tau_{ср}$, обеспечивая запас прочности $k = \tau_b / \tau_{ср}$, где τ_b — предельное напряжение среза с учетом рабочей температуры и наработки.

При этом, если выдерживаются рекомендации по d , l и h , напряжения смятия будут в пределах допустимых.

При наличии нескольких стыков у ротора многоступенчатой турбины (например, вместо торцевых шлиц, как показано на рис. 4.44) число штифтов в местах соединений должно быть различным, желательно кратным в данном случае трем. Наибольшее число штифтов имеется в стыке диска первой ступени с коническим валом n , а в стыках дисков первой и второй ступеней — $2/3n$, дисков второй и третьей ступеней — $1/3n$.

Радиальные штифты могут быть установлены и в плоскости стыка сопрягаемых деталей. Так, например, при фланцевом соединении деталей и в плоскости стыка фланцев выполняют (рис. 4.42, в) ряд радиальных равномерно расположенных по окружности цилиндрических отверстий. В эти отверстия при сборке узла закладываются цилиндрические штифты с круглыми головками, которыми штифты зафиксированы от радиальных смещений, так как эти головки входят в кольцевую проточку на одном из соединяемых дисков. Диски стягиваются болтом, затяжка которого контролируется, так как создаваемая им сила трения должна быть меньше действующих в радиальном направлении сил. В этом случае раздельная радиальная деформация в стыке двух соединяемых деталей может иметь место, соосность на всех режимах гарантируется и соединение разъемное.

Фланцевое соединение с использованием призонных болтов, втулок и штифтов (см. рис. 4.43, б, в, г)

Такое соединение, хорошо известное в технике [22], широко используется для соединения частей роторов в единый узел. Минимальное число призонных болтов выбирается на основании расчета их на срез, смятие и растяжение по наиболее нагруженному стыку и принимается, как правило, таким, чтобы угол $\varphi = 360^\circ/z$ расположения их на окружности диаметра D был удобным при обработке. Во многих случаях их число является большим, чем требуется, особенно это имеет место в менее нагруженных стыках, что, на первый взгляд, противостоит. Однако это обусловлено тем, что:

- изгибная жесткость ротора зависит от числа болтов в стыке и увеличивается с увеличением их числа;

- от числа болтов зависит изменение изгибной жесткости в пределах одного шага между болтами;

- изменение изгибной жесткости происходит с частотой, равной числу шагов, и может быть причиной возникновения резонанса в системе ротор—корпус.

Для обеспечения соосности используются цилиндрические пояски (см. рис. 4.43, б, г) либо сами элементы призонного соединения — болты, втулки, штифты.

Неразборное соединение сваркой

В настоящее время там, где возможно использование неразъемного ротора, части ротора соединяют сваркой. Стыкуя детали

ротора по торцу цилиндрических поясков, обеспечивают надежный контакт и, используя методы малого расплава металла (сварку трением (инерционную), вакуумную сварку, электронно-лучевую и т. д.), надежно, практически не снижая прочности основного материала, соединяют детали в единый узел.

4.5.4. Опоры роторов

В опорах современных ГТД применяют подшипники качения, нередко ограничивающие надежность и ресурс работы. Подшипники роторов работают при значительных нагрузках, больших угловых скоростях и повышенных температурных режимах. Так, радиальные и осевые силы могут достигать на опорах, фиксирующих ротор от осевых перемещений величин порядка нескольких сотен даН, при окружной скорости на диаметре D_ω окружности центров шариков или роликов подшипника $u \approx 60 \dots 100$ м/с, температура их нагрева составляет $200 \dots 250^\circ\text{C}$ в нормальных условиях, достигая 350° и более при скорости полета $M \approx 2,5 \dots 3,0$.

Требуемая наработка от 500 до 10 000 ч и более — в зависимости от назначения самолета.

Для современных двигателей и двигателей ближайшего будущего температура газа перед турбиной имеет тенденцию к возрастанию. Возрастает и температура воздуха на выходе из компрессора в связи с увеличением степени повышения давления. В ближайшее время температура воздуха на выходе из компрессора будет порядка 1000 К и более, т. е. такой, какой была на заре развития турбореактивных двигателей температура газов перед турбиной. Вследствие этого особенно остро встает вопрос о защите подшипниковых узлов от проникновения к ним теплового потока, передаваемого благодаря теплопроводности, например, от диска в вал и далее к подшипнику либо теплоизлучением от дисков, деталей камеры сгорания, соплового аппарата, сопла или форсажной камеры. Для уменьшения теплового потока, поступающего от нагретых элементов двигателя, существует ряд конструкторских решений. Так, например, корпус опор покрывают теплоизоляцией, а для снижения теплового потока от вала к подшипнику последний устанавливают на вал через промежуточную втулку, на внутренней либо наружной поверхности которой выполняются кольцевые или продольные пазы для уменьшения площади соприкосновения ее с более нагретым валом или корпусом.

Подшипники, применяемые в ГТД

В ГТД применяют, несмотря на некоторые недостатки (большие радиальные размеры и большая масса), исключительно подшипники качения, обладающие по сравнению с подшипниками скольжения рядом преимуществ: способностью работать при

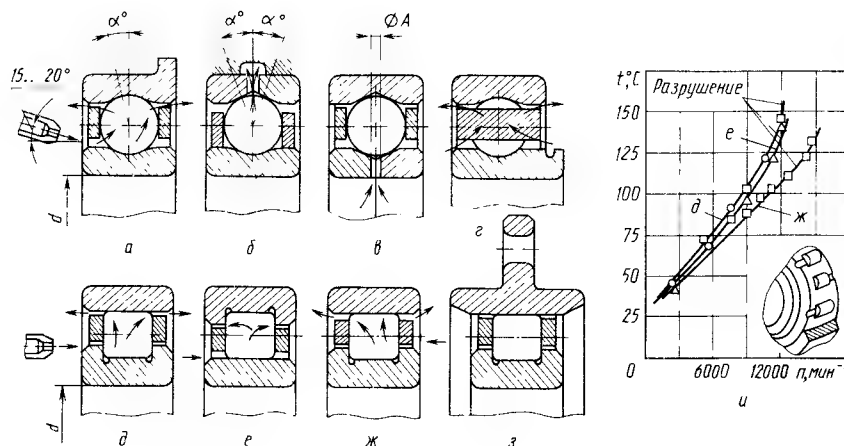


Рис. 4.49. Типы применяемых однорядных шариковых и роликовых подшипников (подвод и отвод масла):

а — шариковый двухточечный подшипник с буртиком; *б* — трехточечный подшипник с пазами на наружном кольце; *в* — четырехточечный подшипник с отверстиями для подвода масла; *г* — подшипник с технологическим буртиком под съёмник; *д* и *е* — роликовые подшипники с центрированием сепаратора по наружному кольцу; *ж* — с центрированием сепаратора по внутреннему кольцу; *з* — подшипник с крепежным фланцем; *и* — график работоспособности подшипников при различных способах отвода масла

больших частотах вращения, малыми размерами по длине, значительно меньшими коэффициентами трения. Меньшее трение в подшипнике требует и меньшего количества смазочного масла для его охлаждения. Для роторов авиационных двигателей используют шариковые и роликовые подшипники средних, легких и сверхлегких серий, классов точности 4 и 5. В опорах компрессоров и турбин применяются преимущественно шариковые и роликовые подшипники с точеными неразъемными сепараторами, разделяющими шарики и ролики по окружности, что исключает трение непосредственно между ними. На рис. 4.49 показаны различные типы применяемых однорядных шариковых и роликовых подшипников. Однорядный шариковый подшипник имеет радиус поперечной кривизны беговой дорожки больший, чем радиус шарика. Под действием осевой силы в подшипнике образуется угол контакта α , которым определяется допустимая величина воспринимаемой подшипником осевой силы.

Подшипники, приведенные на рис. 4.49, *б*, *в*, имеют разъемные кольца — наружное либо внутреннее. Разъем позволяет увеличить число шариков, углубить беговые дорожки и использовать неразъемный более прочный сепаратор. Увеличение числа шариков уменьшает контактные напряжения в точках контакта, большая глубина канавок в кольцах дает возможность иметь увеличенный угол контакта α , а следовательно, и возможность воспринимать большую осевую силу по сравнению с подшипниками двухточечного контакта при прочих равных условиях.

Так называемые подшипники трехточечного и четырехточечного контакта¹ обладают повышенной грузоподъемностью и применяются при значительной осевой силе в фиксирующих опорах ГТД или для восприятия тяги ВИШ (винта изменяемого шага) в редукторах ТВД. В некоторых конструкциях затруднен съём подшипника с вала, и для его монтажа одно из колец может быть выполнено удлиненным с кольцевой канавкой для захвата съёмником (рис. 4.49, *з*).

На рис. 4.49, *а* приведен подшипник, на наружном кольце которого выполнен буртик, которым подшипник зажимается между корпусом и привертываемым к нему фланцем.

Роликовые подшипники, используемые в ГТД (рис. 4.49, *д*, *е*, *ж*, *з*), различаются тем, что буртики, удерживающие ролики от осевого перемещения внутри подшипника, выполнены на наружном или внутреннем кольце. Такая конструкция подшипников дает возможность перемещения одного кольца по отношению к другому при различном удлинении ротора и корпуса двигателя при изменении их теплового режима работы. В подшипниках с фиксацией роликов во внутреннем кольце имеет место меньшее гидравлическое сопротивление выходу масла из подшипника, благодаря чему рабочая температура подшипника обеспечивается при меньшем количестве подаваемого на охлаждение масла (рис. 4.49, *д*, *ж*, *з*).

Для уменьшения диаметральных размеров и массы подшипника иногда внутреннее кольцо подшипника отсутствует. В этом случае ролики катятся по цементированным или азотированным поверхностям вала, выполняемым с высокой точностью.

Материал колец и тел качения выбирают в зависимости от рабочей температуры подшипника. Если температура не превышает 200...250 °С, используют сталь ШХ15 со специальной термообработкой; при температурах порядка 250—450 °С — сталь ЭИ437, при более высоких температурах — жаропрочные и жаростойкие сплавы. Сепараторы, работающие при температуре менее 120 °С, изготавливают из термически обработанных алюминиевых сплавов, имеющих плохие антифрикционные свойства. Для снижения трения их трущиеся поверхности покрывают тонким слоем графита.

Способ центрирования сепаратора имеет важное значение для работы подшипника. Центрировать сепаратор можно как по наружному, так и внутреннему кольцу. Каждый из этих способов имеет положительные и отрицательные стороны. В сепараторе 2 (рис. 4.50), как и в любой вращающейся детали, всегда имеется небольшая остаточная неуравновешенная сила N , приложенная

¹) Подшипники двухточечного, трехточечного и четырехточечного контакта называют так потому, что при радиальной нагрузке в случае отсутствия осевой силы каждый шарик имеет контакт с беговыми дорожками колец в двух, трех или четырех точках (рис. 4.49, *а*, *б*, *в*).

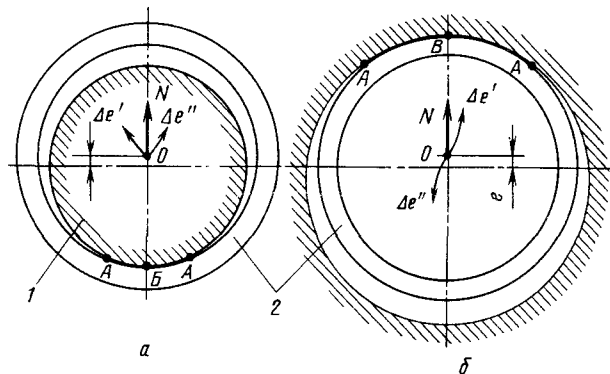


Рис. 4.50. Изменение неуравновешенности сепаратора в зависимости от способа центрирования:

a — по внутреннему кольцу; *б* — по наружному кольцу; $\Delta e''$ — смещение центра тяжести от изменения формы при износе сепаратора; $\Delta e'$ — смещение центра массы от изменения геометрической формы

к центру массы сепаратора O , смещенному относительно геометрического центра на величину e . Если сепаратор 2 сцентрирован по внутреннему кольцу 1 (рис. 4.50, *a*), то под действием неуравновешенной силы N он прижимается к этому кольцу и износу подвергается более легкая половина сепаратора на участке дуги ABA .

Начальное смещение центра массы e с течением времени будет увеличиваться как вследствие общего смещения сепаратора из-за износа $\Delta e'$, так и вследствие перемещения центра массы $\Delta e''$, вызванного износом легкой половины сепаратора. Неуравновешенная сила и износ сепаратора в процессе работы подшипника увеличиваются. При центрировании сепаратора по наружному кольцу (рис. 4.50, *б*) износ сепаратора на дуге ABA вызывает уменьшение неуравновешенной силы в процессе работы двигателя, так как смещения $\Delta e'$ и $\Delta e''$ противоположны по направлению. Кроме этого, при наружном центрировании сепаратора улучшается проход смазочного масла внутрь подшипника благодаря большому зазору между внутренним кольцом и сепаратором, уменьшается удельное давление на поверхности контакта и лучше отводится тепло от сепаратора в наружное кольцо. При центрировании сепаратора по внутреннему кольцу расширение сепаратора при нагреве не вызывает заклинивания, так как в этом случае малый зазор между сепаратором и кольцом увеличивается.

Установка подшипников на вал и в корпус

Большое влияние на работоспособность подшипников оказывает величина внутренних зазоров в подшипниках, которую выбирают в зависимости от диаметра вала под подшипник, частоты

вращения ротора, нагрузок, температурных условий и типа посадки подшипника на вал и в корпус.

При диаметре вала под подшипник 80 ... 150 мм начальный зазор в подшипнике берется в пределах 0,045 ... 0,110 мм. Натяг уменьшает начальный радиальный зазор примерно на 50 ... 60 % от суммы номинальных натягов на валу и в корпусе. При необходимости эти значения зазоров увеличивают или уменьшают в допустимых пределах.

Увеличенный радиальный зазор в радиально-упорном подшипнике выбирают иногда для увеличения угла контакта α с целью повышения грузоподъемности. Однако надо иметь в виду, что увеличение радиальных зазоров может быть причиной сильной вибрации ротора. Ограничением для уменьшения зазора является опасность заклинивания ротора при работе в условиях повышенных температур.

Соединения подшипников качения и посадочных мест валов: с диаметрами валов до $d = 400$ мм и отверстиями под подшипник в корпусах до $D = 500$ мм при условии, что валы полые, корпуса тонкостенные с соотношениями $d/d_b < 1,25$ и $D_k/D < 1,25$, где d_b и D_k — внутренний диаметр вала и наружный диаметр корпуса подшипника; материалы валов корпусов — стали, сплавы либо цветные металлы при температуре свыше 100 °С регламентируются соответствующей конструкторской документацией.

В авиационных ГТД обычно вращается внутреннее кольцо подшипника. В этом случае согласно конструкторской документации для используемых подшипников 4-го и 5-го классов точности рекомендуются следующие поля допусков для валов в системе отверстия и отверстий в корпусах в системе вала в зависимости от характера посадки:

с натягом для валов $n5$, $m5$ и $k5$; для отверстий $N6$, $M6$ и $K6$; переходной для валов j_5 , $h5$, для отверстий J_6 , $H6$; с зазором для валов $g5$, для отверстий $H6$.

В конструкторской документации оговариваются также и допустимые биения упорных торцовых поверхностей валов и в отверстиях корпусов. Так, для посадки подшипников класса точности 5 и 4 и валов с диаметрами $d = 40 ... 400$ мм предельное биение допускается в 6 ... 13 мкм. Для отверстий корпусов предельное биение допускается в 8 ... 33 мкм в пределах $D = 6 ... 500$ мм. В обоих случаях величина допускаемого биения увеличивается с увеличением размера диаметра посадочной поверхности.

Регламентируется и шероховатость посадочных поверхностей валов и корпусов $R_a = 0,32 ... 2,5$ мкм, изменяясь в указанных пределах в зависимости от номинальных размеров диаметров d и D и используемого материала. Для торцевых упорных поверхностей $R_a = 1,25 ... 2,5$ мкм.

Для предотвращения износа от проворачивания наружного кольца подшипника посадочную поверхность стального корпуса

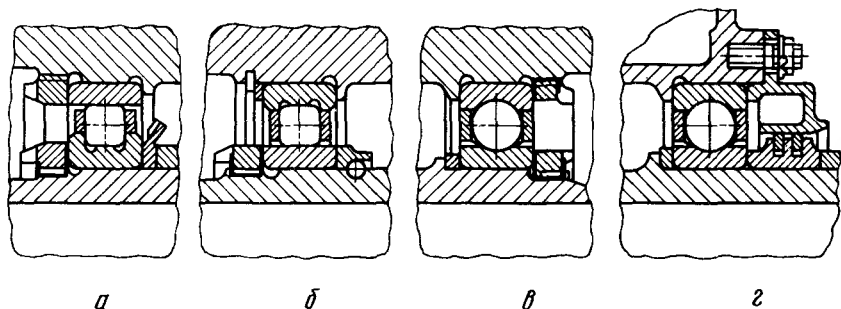


Рис. 4.51. Примеры закрепления роликовых (а, б) и шариковых (в, г) подшипников на валу и в корпусе

в ряде случаев цементируют, хромируют или азотируют. Если корпус опоры изготовлен из литого легкого сплава, то в него запрессовывают стальную втулку. При постановке подшипника в корпус подшипник надо фиксировать в осевом направлении. Если подшипник шариковый радиально-упорный, осевая фиксация колец должна быть силовой (рис. 4.51, в, г), так как он передает осевое усилие от ротора на корпус двигателя.

Наружное кольцо роликового подшипника можно фиксировать в осевом направлении гайкой (рис. 4.51, а), упругим разрезным кольцом (рис. 4.51, б). Осевое положение ротора относительно корпуса регулируют с помощью колец, размещенных между внутренним кольцом шарикового подшипника и упорным выступом вала (рис. 4.51, в, г).

В случае расположения подшипника турбины в зоне высоких температур, как это показано на рис. 4.52, где роликовый подшипник 1 турбины РНД, будучи межвальным, расположен под горячим диском 7 турбины РВД, предусмотрен ряд конструктивных мероприятий для уменьшения теплового потока. Так, корпус подшипника 2 установлен в валу 3 РВД по цилиндрическим поясам малой протяженности с образованием между ним и валом кольцевых полостей. Само наличие зазора и тем более использование его для отвода масла от подшипника через полость 4 значительно снижает подвод тепла к подшипнику. Кроме того, через кольцевой зазор 5 (из внутренней полости вала РНД) поступает от промежуточной ступени компрессора охлаждающий воздух, который затем отводится в атмосферу. Для уменьшения поверхности контакта наружного кольца подшипника 1 с корпусом подшипника 2 в последнем выполнены кольцевые канавки. Внутреннее кольцо подшипника установлено на валу РНД через промежуточную втулку, внутри которой выполнены продольные пазы и кольцевая технологическая проточка. Наличие этой втулки также снижает поток тепла, идущий от вала РНД.

Внутреннее кольцо роликового подшипника на валу РВД установлено через промежуточную втулку 8, под которой выполнена

магистраль подвода масла к подшипнику РНД. Часть масла, подаваемая из форсунки 11 и прошедшая через подшипник, разбрызгивается импеллером 9 на поверхности, образующие полость за опорой, в том числе и корпуса 10, тем самым еще раз участвуя в поддержании необходимого теплового режима подшипника.

Система масляных 6 и воздушных уплотнений обеспечивает герметизацию масляных полостей.

Как пример обеспечения защиты опор от тепловых потоков, на рис. 4.53 показаны задние опоры РВД и РСД трехвального ТРДД. Подшипниковый узел расположен за рабочим колесом

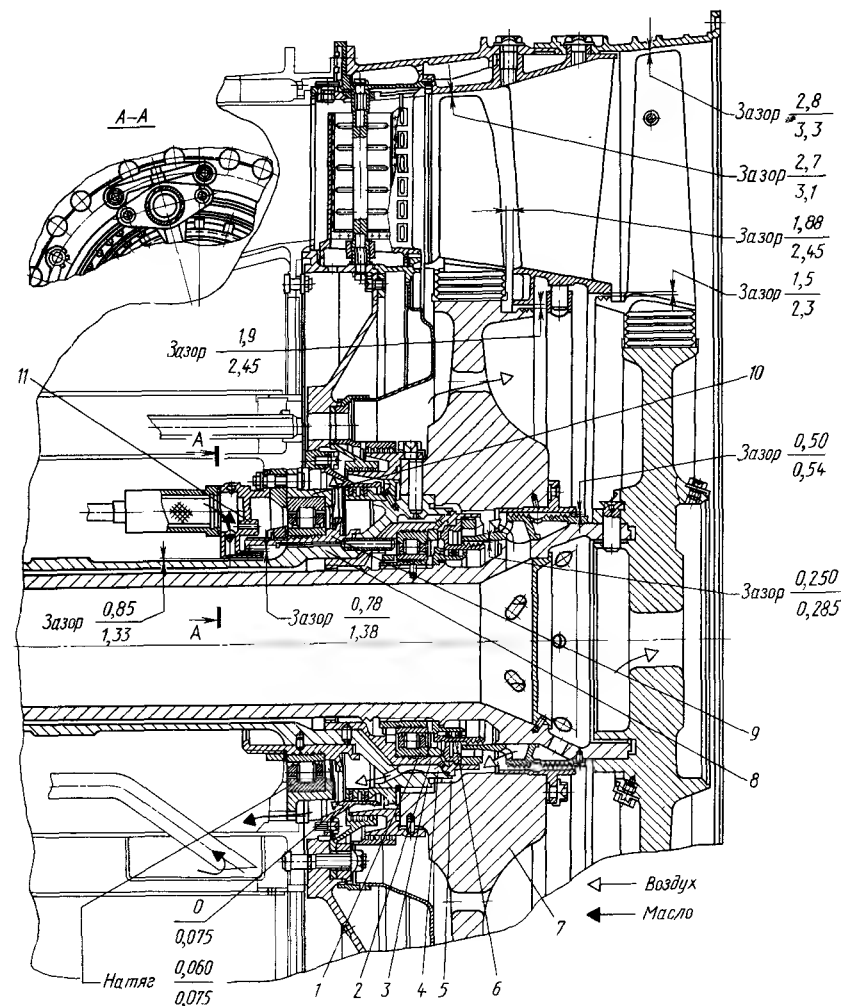


Рис. 4.52. Конструкция опор и силовой связи с наружным корпусом в ТРДФ Р11-300

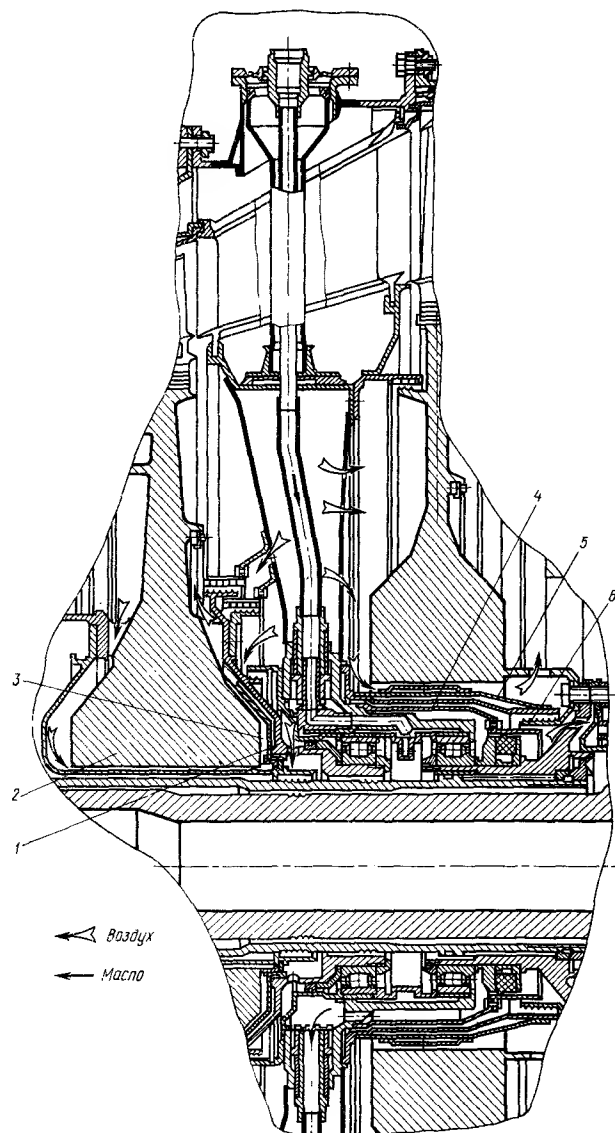


Рис. 4.53. Конструкция опор турбин РВД и РСД, системы термостабильности их состояния и силовой связи с наружным корпусом в ТРДД Д-36

РВД под турбинным диском РСД в неблагоприятной с точки зрения температур зоне. Для защиты подшипников от тепловых потоков, исходящих от соседних нагретых элементов, приняты следующие меры. Задняя цапфа 1 РВД, на которой расположен подшипник, отделена от рабочего колеса 2 зазором 3, через который подается охлаждающий воздух из-за компрессора. К корпусу

подшипников припаяна оболочка 4, переходящая в наружное кольцо торцевого графитового уплотнения. Между этой оболочкой и оболочкой 5 лабиринтного уплотнения 6 по образованной кольцевой щели через соответствующие каналы подается воздух на охлаждение подшипникового узла и для создания усилия прижатия торцевых графитовых уплотнений. Снаружи корпус подшипников обдувается воздухом от промежуточной ступени компрессора, который поступает по соответствующим каналам для охлаждения рабочего колеса турбины РСД.

Появление третьей опоры, показанной на рис. 4.54, обеспечивает нормальную работу роторов и исключение опасных амплитуд при проходе через резонансные режимы РНД, имевшие место в случае двухопорной схемы (см. рис. 4.5, в).

На валу 9 РНД установлено внутреннее кольцо роликового подшипника 8, зажатое гайкой 5. Во внутренней полости вала 4 РВД расположено специальное наружное кольцо 7 роликового подшипника, закрепленное вместе с маслоуловительным кольцом 3 тремя винтами 2. Нормальный тепловой режим подшипника обеспечивается подачей необходимого количества смазочного масла через форсунку 1. Для попадания масла внутрь вала РВД использован эффект его улавливания под козырьки 11 через прорези 12 в маслоуловительном кольце 3. Попавшее внутрь через отверстия 10 наружного кольца 7 подшипника масло отбрасы-

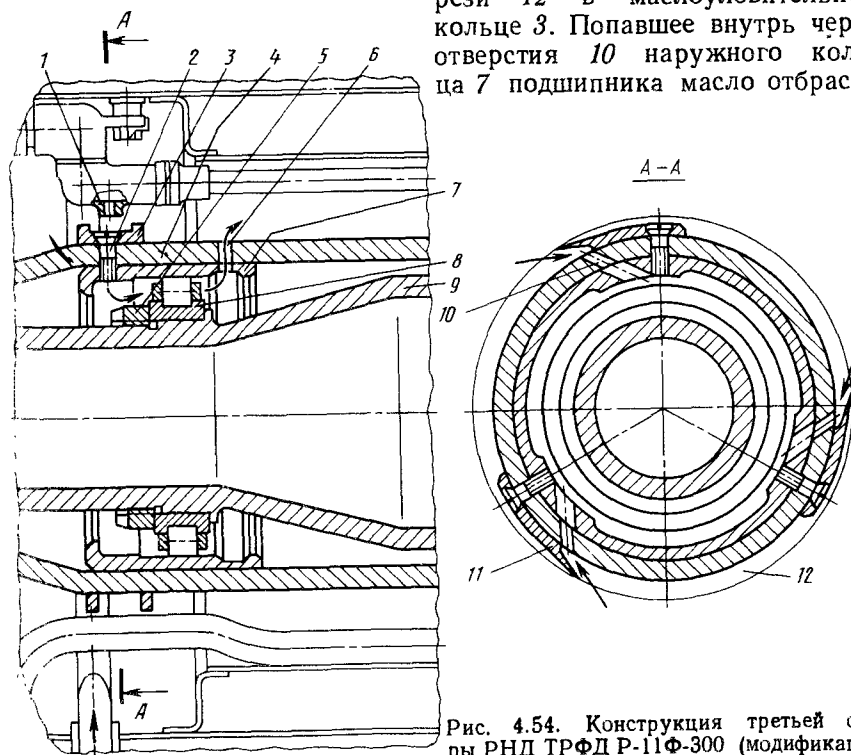


Рис. 4.54. Конструкция третьей опоры РНД ТРФД Р-11Ф-300 (модификация)

вается к его внутренней поверхности. Под действием центробежных сил смазочное масло протекает через подшипник и удаляется через отверстия 6 в полость корпуса.

Роликовый подшипник 5 (рис. 4.55) задней опоры трехступенчатой турбины ротора низкого давления РНД монтируется на наружную поверхность цапфы 2, которая установлена на вал 1 по эвольвентным шлицам и затянута гайкой 14. Наружное кольцо подшипника размещается в стакане 4 упругодемпферной опоры силового внутреннего корпуса 7, коническая оболочка которого переходит в цилиндрическую. Внутренний корпус через восемь силовых стоек 8 соединен с кольцом подвески 9 наружного корпуса. Стенки корпуса, силовые стойки и внутренний корпус экранированы кожухом 11, защищающим их от воздействия высоких температур. Одновременно экранирующий кожух образует газовый тракт. Между силовыми элементами наружного 12 и внутреннего 7 корпусов, у силовых стоек 8, и экранирующим кожухом 11 продувается охлаждающий воздух. Соединение силовых корпусов со стойками осуществляется призонными болтами 10 и 13. Полость опоры изолирована от газозвоздушного тракта уплотнениями с графитовыми кольцами 3 и 16, а также лабиринтными уплотнениями 6 и 15, что обеспечивает небольшое противодавление и прижатие по торцу графитовых колец 3 и 16 контактных уплотнений.

Определение работоспособности подшипника

Срок службы подшипника (долговечность), т. е. время работы до появления признаков усталости, зависит от типа подшипника, действующих на него радиальной и осевой нагрузок, рабочей температуры и частоты вращения ротора. Характерным признаком наступления усталости материала является выкрашивание металла на рабочих поверхностях шариков, роликов или колец в виде мелких точек (язвин) или отслаивания (шелушения).

Номинальную долговечность (расчетный срок службы) определяют на основе эквивалентной нагрузки P и динамической грузоподъемности C , руководствуясь ГОСТ 18854-82 (СТ СЭВ 2792-80) «Подшипники качения. Расчет статической грузоподъемности и эквивалентной статической нагрузки», ГОСТ 18855-82 (СТ СЭВ 2793-80) «Подшипники качения. Расчет динамической грузоподъемности, эквивалентной динамической нагрузки и долговечности» и другими материалами конструкторской документации.

Анализ этих материалов показывает, что номинальная долговечность резко снижается с увеличением эквивалентной динамической нагрузки, как радиальной, так и осевой (примерно в 8 ... 10 раз при изменении эквивалентной нагрузки вдвое).

Рекомендуется срок службы подшипников качения иметь в 1,5 раза большим ресурса двигателя.

Пригодность подшипника предварительно может быть оценена по его возможной быстроходности, представляющей собой произ-

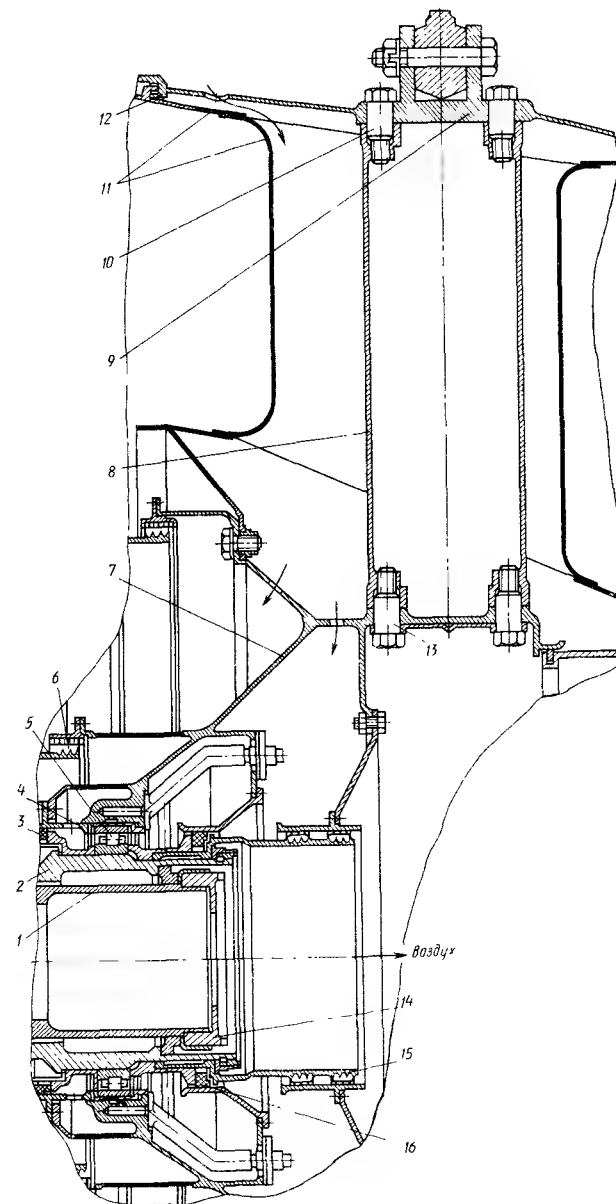


Рис. 4.55. Задняя опора ТРД Д-36

ведение частоты вращения n в секундах на диаметр $D_w = \frac{d+D}{2}$ окружности (в миллиметрах), соединяющей центры тел качения (шариков или роликов). Обычно произведение $D_w n$ для шариковых подшипников лежит в интервале $(19,2 \dots 21,7) \cdot 10^3$, в некоторых случаях составляет $D_w n = 33,4 \cdot 10^3$. При экспериментальных исследованиях $D_w n = 46 \cdot 10^3$.

При выборе быстроходных подшипников следует обращать внимание на окружную скорость u_w (u_m). У большинства современных ГТД $u_w = 60 \dots 80$ м/с, в ряде случаев достигая $u_w = 100$ м/сек.

Охлаждение и смазывание подшипников

Для охлаждения и смазывания подшипников требуются маловязкие масла с низкой температурой застывания для осуществления запуска двигателя в зимних условиях без предварительного его подогрева. Маловязкие смазочные масла обеспечивают также лучшее охлаждение подшипников.

Для подшипников газотурбинных двигателей дозвуковых и околосвуковых самолетов, а также некоторых типов двигателей сверхзвуковых самолетов применяют нефтяные маловязкие смазочные масла: МК-6, МС-6, МК-8 и трансформаторное масло¹. Однако эти смазочные масла содержат большое количество легкокипящих фракций и недостаточно термостабильны, что ограничивает их применение при высокой температуре. Рабочая температура смазочных нефтяных масел $120 \dots 150$ °С.

Для высокотемпературных двигателей сверхзвуковых самолетов для смазки подшипников используют более стабильные синтетические смазочные масла, которые практически не испаряются. Так, смазочное масло 50-1-4Ф длительно выдерживает температуру порядка 175 °С, а масло 36/1 — 200 °С. Масло смазочное 36/1 выдерживает температуру 250 °С — в течение 10 ч, а 300 °С — около часа.

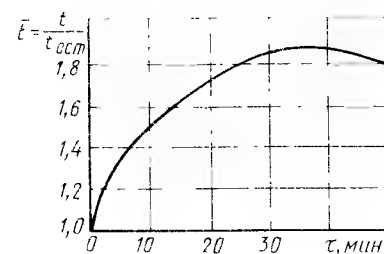
Существенным недостатком синтетических смазочных масел является то, что некоторые покрытия из цветных металлов под их действием разрушаются, а резиновые шланги и уплотнения из обычных сортов каучука набухают.

В зависимости от условий полета самолета передний подшипник компрессора нагревается при работе примерно до $120 \dots 200$ °С, средний подшипник до 200 °С, а подшипники турбин до 300 °С и выше.

После остановки двигателя из-за прекращения подачи смазочного масла, а также внешнего обдува корпуса подшипника возду-

¹ Буква М обозначает, что смазочное масло применяется в авиации (авиационное), буквы К или С — способ очистки (К — кислотный, С — селективный). Цифры обозначают кинематическую вязкость при 50 °С для масел смазочных маловязких и при 100 °С для вязких сортов.

Рис. 4.56. Изменение температуры нагрева подшипника $\bar{t}$ по времени τ после остановки двигателя



хом температура подшипника может быть значительно выше. Так, на рис. 4.56 приведено относительное $\bar{t}$ (отнесенное к температуре $t_{ост}$ подшипника, которую подшипник имел сразу после остановки двигателя) увеличение температуры подшипника турбины по времени после остановки двигателя. Из графика видно, что температура подшипника может возрасти почти в два раза.

Масло смазочное, подаваемое в больших количествах к подшипникам роторов ГТД (от нескольких десятков до нескольких сотен кг/ч в зависимости от размера подшипника, частоты вращения ротора, места расположения подшипника на двигателе и воспринимаемых им нагрузок), предназначено в основном для отвода тепла¹. Величина потребного количества смазочного масла, подаваемого к подшипнику, определяется его температурным режимом. Недостаточное количество смазочного масла приводит к увеличению температуры внутреннего кольца и тел качения, уменьшению радиальных зазоров в подшипнике и в конечном счете к его защемлению. При этом снижается твердость тел качения, необходима для обеспечения требуемой грузоподъемности.

Нагрев подшипников качения вызывается упругой деформацией тел качения и беговых дорожек колец под воздействием на них нагрузок. При деформации элементов подшипника и возвращении сдеформированных участков в исходное положение возникает внутреннее трение между частицами металла, что приводит к возникновению тепла и нагреву подшипника. Тепло выделяется также от трения скольжения тел качения о сепаратор, сепаратора о центрирующее кольцо, роликов о буртики колец, ограничивающих их осевое перемещение и т. д.

Подшипники, расположенные вблизи горячих деталей двигателя, дополнительно нагреваются теплом, передаваемым от горячих деталей. Количество тепла, передаваемого от горячих деталей, зависит от места расположения подшипника, наличия и качества теплоизолирующих устройств. Оно может в несколько раз превышать количество тепла, выделяющегося в подшипнике под действием нагрузок.

В турбовинтовых двигателях необходимо также учесть количество тепла, выделяемое трущимися деталями редуктора. Таким

¹ Для смазывания одного подшипника требуется примерно $20 \dots 30$ г/ч масла.

образом, прокачка масла через подшипник определяется как

$$W = \frac{\Sigma Q}{c_m \rho_m (t_{m. \text{ вых}} - t_{m. \text{ вх}})},$$

где ΣQ — суммарное количество тепла, отводимое от подшипника в смазочное масло, кВт; c_m — теплоемкость смазочного масла, которая равна примерно 2 кДж/кг·К; ρ_m — плотность смазочного масла (~900 кг/м³); $t_{m. \text{ вх}}$, $t_{m. \text{ вых}}$ — температура входящего и выходящего масла соответственно.

Поскольку точный расчет теплоотдачи в смазочное масло связан с большими трудностями, то часто пользуются статистическими данными. Для ТРД теплоотдача составляет 3 ... 6 кДж/с на 10 кН стендовой тяги; для ТВД — 15 ... 25 кДж/с на 1000 кВт эквивалентной стендовой мощности. В ТРДД теплоотдача в меньшей степени зависит от тяги, так как часть тепла передается воздуху второго контура. Для средних и крупных двигателей теплоотдача составляет 35 ... 55 кДж/с.

Из формулы для определения W видно, что для уменьшения прокачки масла желательно иметь низкую температуру смазочного масла на входе для создания большого температурного перепада. Однако температура масла на входе не должна быть ниже определенного предела из-за повышения вязкости. Высокую температуру смазочного масла на выходе нельзя допускать из-за возможного перегрева подшипника, испарения его легких фракций и разложения. Поэтому температурный перепад желателен в пределах 40 ... 60°.

Величину потребной прокачки смазочного масла через подшипник установить можно путем использования статистических данных по его прокачкам через подшипниковые узлы выполненных конструкций ГТД.

Приближенно можно считать в среднем для ТРД на каждые 10 кН тяги $W = (0,3 \dots 1,0) \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$, для ТВД на каждые 1000 кВт эквивалентной мощности $W = (2 \dots 5) \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$. При этом прокачка смазочного масла через отдельные подшипники ротора составляет: через роликовые — 1 ... 3 л/мин, через шариковые подшипники фиксирующих опор — 4 ... 10 л/мин и через роликовые подшипники турбин — 5 ... 10 л/мин.

Прокачка масла через приводы агрегатов в ТРД составляет 20 ... 50 % всей прокачки масла через двигатель, а через редуктор в турбовинтовых двигателях 40 ... 60 %.

Организация подвода и отвода масла

Для лучшего охлаждения подшипников подаваемое к нему смазочное масло должно растечься по возможно большей поверхности. Опыт показывает, что для этой цели его лучше всего подавать через калиброванные отверстия в виде струек в зазор между внутренним кольцом подшипников и сепаратором под углом

15 ... 20° к оси (см. рис. 4.49, а). В этом случае смазочное масло хорошо омывает рабочую поверхность внутреннего кольца подшипника, поверхности тел качения, под действием инерционных сил попадает на беговую дорожку наружного кольца, омывает ее и, обеспечивая снятие требуемого количества тепла, вытекает через зазор между сепаратором и наружным кольцом в масло-сборник, откуда удаляется отсасывающим маслососом. На практике, для простоты конструкции, часто смазывающее масло в подшипник подают параллельно оси (см. рис. 4.49, б). Хорошо отводится смазочное масло из подшипника с разъемным наружным кольцом, если на стыке колец сделать радиальные пазы (см. рис. 4.49, в), через которые оно выходит наружу. В радиально-упорных подшипниках целесообразно подавать смазочное масло со стороны действия осевой силы, так как при подаче его с обратной стороны подвод к точкам контакта затруднен. Калиброванные отверстия в форсунках (жиклеры) выполняют диаметром порядка 0,8 мм, размер их и число форсунок на один подшипник зависят от количества подаваемого смазочного масла. Практически на один подшипник устанавливают от одной до шести форсунок. Иногда их размещают с двух сторон подшипника, располагая в шахматном порядке.

Для избежания нагрева и вспенивания смазочного масла при ударе о смазываемые поверхности его скорость на выходе из форсунок должна быть не более 25 ... 30 м/с.

Хорошие результаты дает подача смазочного масла на подшипник через отверстия во внутреннем кольце, но это усложняет систему его подвода к подшипнику (см. рис. 4.49, г).

Часто применяют подачу смазочного масла и через отверстия в наружном кольце. В этом случае для лучшего отвода тепла целесообразно вокруг наружного кольца подшипника сделать кольцевую канавку (см. рис. 4.49, б).

Масло смазочное подводится к форсункам под давлением $(3 \dots 5) \cdot 10^5 \text{ Па}$ на рабочих режимах двигателя и $(1 \dots 3) \cdot 10^5 \text{ Па}$ — на режиме малого газа.

4.5.5. Обеспечение минимальных зазоров между ротором и статором

При проектировании рассматриваются различные решения для обеспечения минимально необходимых радиальных и осевых зазоров между ротором и статором, гарантирующие отсутствие задевания ротора за статор либо допускающие отдельные задевания без появления каких-либо дефектов.

Зазоры рассматриваются с учетом их изменения в пределах, допустимых на различных режимах работы двигателя, как-то: в полете, при стоянке, при резко отрицательных температурах.

Радиальные зазоры снижают КПД турбины, а следовательно, увеличивают удельный расход топлива, требуют повышения тем-

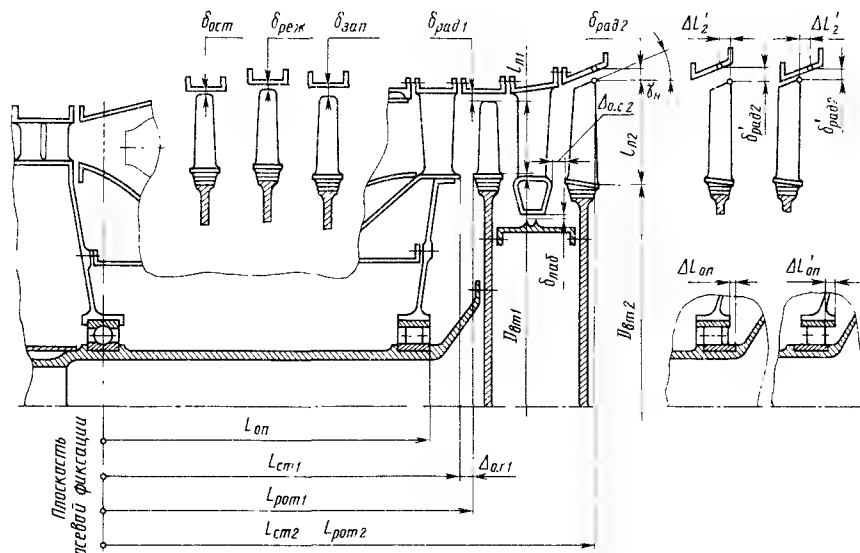


Рис. 4.57. Изменение радиальных зазоров между рабочими лопатками и цилиндрической поверхностью корпуса $\delta_{рад1}$ ($\delta_{реж}$), $\delta_{ост}$ и $\delta_{зап}$ (вскоре после остановки и запуска двигателя), а также рабочими лопатками и конической поверхностью корпуса $\delta_{рад2}$, $\delta_{рад2}$, осевых зазоров между корпусом и ротором у первой ступени $\Delta_{ос1}$, осевых смещений колец роликового подшипника $\Delta L_{оп}$ и $\Delta L'_{оп}$ и рабочих лопаток второй ступени $\Delta L'_2$ при изменении температур нагрева деталей

пературы газа перед турбиной. Величину исходного радиального зазора между концами рабочих лопаток и корпусом выбирают таким образом, чтобы зазор в горячем состоянии был предельно минимальным, а после остановки двигателя и охлаждения при повторном запуске не происходило задевания роторных деталей за корпусные.

Известно, что изменение радиального зазора от 0,5 до 4 мм ведет к снижению КПД турбины до 7 % в случае бесступенчатого выполнения внутренней поверхности корпуса СА-РК (без перекрыши). При наличии перекрыши это снижение будет только до 3 %. Рекомендации по выполнению наружной и внутренней перекрыши даются в литературе [16].

Радиальный зазор в холодном состоянии обычно составляет $\delta_{хол} = (0,015 \dots 0,03) l$. При выборе этой величины исходят из того, чтобы на наиболее опасном для задевания режиме работы двигателя он оставался минимально возможным с учетом упругих и пластических деформаций деталей, образующих зазор в процессе эксплуатации, наличия зазора в подшипнике, биений, отклонений формы и допусков на изготовление и других факторов.

На рис. 4.57 отчетливо видно, что этот зазор резко изменяется в зависимости от теплового состояния и только от разности тем-

пературных расширений может быть оценен в относительном значении:

$$\overline{\Delta \delta}_1 = \frac{\delta_{рад1 гор} - \delta_{рад1 хол}}{D_{вт1} + l_{л1}}.$$

На рабочих режимах $\delta_{реж}$ определяется не только по разности температурных расширений корпуса и ротора, но и при учете некоторого увеличения $D_{вт1} + l_{л1}$ от действия центробежных сил на диск и лопатку при вращении (упругих и пластических деформаций лопаток и диска).

По разности температурных расширений оцениваются и осевые зазоры между ротором и корпусом, например $\Delta_{ос1}$ у первой ступени и $\Delta_{ос2}$ — у второй.

При конической форме корпуса $\delta'_{рад2}$ будет определяться как сумма двух слагаемых: $\delta_{рад}$ от разности радиальных изменений размеров рабочего колеса корпуса и осевого смещения ротора относительно корпуса

$$\delta'_{рад2} = \delta_{рад2} \pm \Delta L'_2 \operatorname{tg} \gamma_n,$$

где $\Delta L'_2$ — разность температурных расширений корпуса и ротора на длине $L_{рот2}$.

Достаточно точная оценка $\overline{\Delta \delta}$ затруднена, поэтому в реальных конструкциях минимальный зазор обеспечивается легкосрабатываемыми корпусными вставками — металлокерамическими двухслойными (рис. 4.58 а) или однослойными (рис. 4.59, б).

Металлокерамические вставки (рис. 4.58, а) имеют внутренний слой (обеспечивающий прочность) из порошков железа, никеля (5 ... 10 %), графита (6 ... 8 %) и наружный «мягкий», хорошо срабатываемый в случае касания лопатки о корпус из порошка никеля, графита 12 ... 16 % и кремния — примерно 4 %.

В последние годы получило распространение уменьшение радиальных зазоров между рабочими лопатками и корпусом $\delta_{рад}$ (рис. 4.59), а также в лабиринтных уплотнениях $\delta_{лаб}$ благодаря применению сотовых вставок. Соты имеют форму шестигранных ячеек, полученных путем высокотемпературной пайки гофрированных лент толщиной порядка (0,1 ... 0,2) мм из жаростойкого материала как между собой, так и цилиндрической поверхностью корпуса. При этом рабочий зазор после приработки составляет 0,2 мм и меньше. Такие вставки резко снижают утечки, повышают КПД турбины: при наличии бандажных полок (по сравнению с КПД турбины без бандажных полок) на 1,5 ... 2 %, а при наличии лабиринтного уплотнения на них — примерно

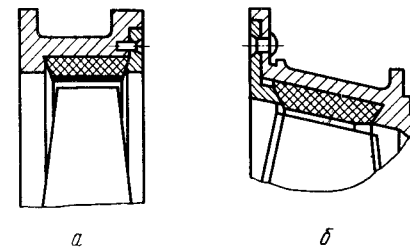


Рис. 4.58. Металлокерамические вставки в корпусе турбин:

а — двухслойные; б — однослойные

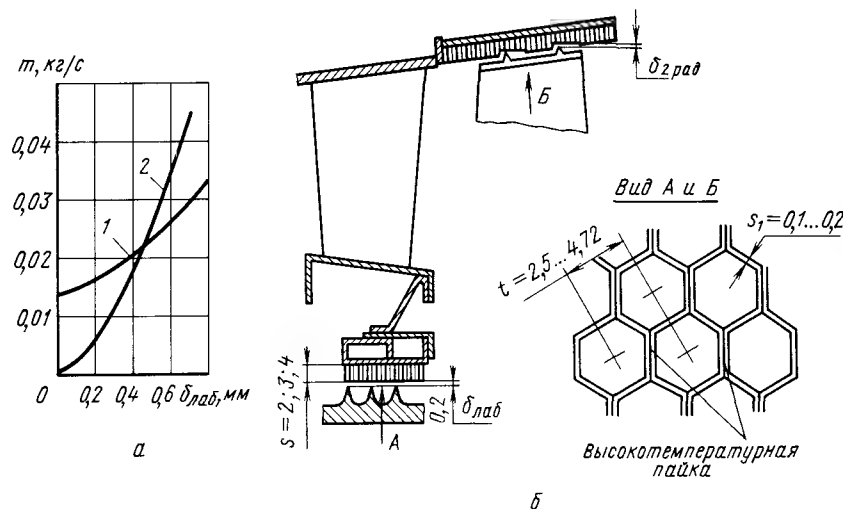


Рис. 4.59. График утечки газа через радиальный зазор $\delta_{\text{лаб}}$ (а) при гладкой поверхности корпуса 1 и наличии сотовой вставки 2 и уплотнение радиальных зазоров с использованием сотовой вставки (б)

на 2,5 ... 3 %. Большой эффект достигается при коротких лопатках, когда влияние радиального зазора более значительно.

При касании выполненных на полке лопаток гребешков о корпус (рис. 4.59, б) гребешки врезаются в сотовую вставку и вырабатывают канавку при осевых смещениях ротора относительно корпуса без оплавления самих гребешков, и такое решение можно считать целесообразным при любых значениях радиального зазора.

В разных странах зарегистрировано много патентов по обеспечению минимальных зазоров на различных режимах работы двигателя. Реализация предложений, выдвинутых в этих патентах, подразумевает знание теплового состояния элементов статора и ротора на стационарных и нестационарных режимах. Эти предложения по поддержанию $\delta_{\text{рад min}}$ можно сгруппировать следующим образом:

- обеспечение определенных тепловых режимов корпусных деталей уплотнения путем искусственного согласования тепловых деформаций ротора и корпуса;
- использование материалов с различными коэффициентами линейного расширения;
- применение сегментных подвижных вставок с легкоистираемой поверхностью при изменении давления в исполнительном механизме;
- осевое перемещение ротора от специальной системы регулирования.

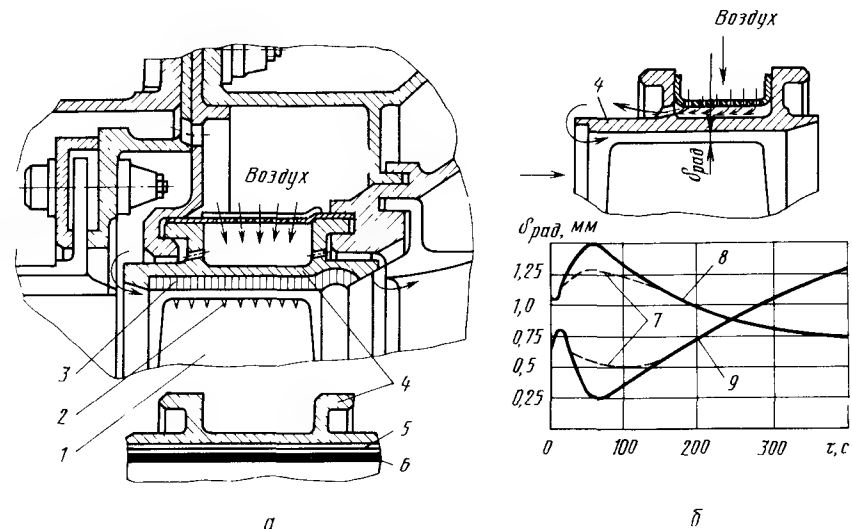


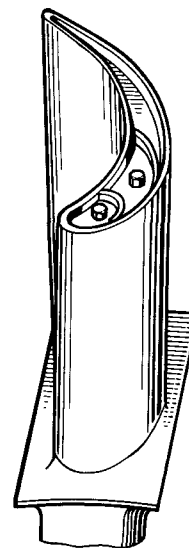
Рис. 4.60. Конструктивная схема активного уплотнения радиального зазора $\delta_{\text{рад}}$: а — вкладыши бандажа с сотовой вставкой 3 и легко срабатываемым покрытием 6; б — изменение $\delta_{\text{рад}}$ в зависимости от режима работы

Некоторый успех достигнут в схемах управления зазорами, например в схеме согласования коэффициентов термического расширения материалов, корпуса и ротора, а также активного и пассивного методов управления радиальным зазором с воздушным подогревом элементов уплотнения зазора. Возможна и механическая система управления зазором, однако она более сложна по механическим связям и в регулировании и не имеет существенных преимуществ перед другими системами.

С целью сохранения высокого значения КПД при дальнейшем повышении уровня давлений и температур, более жестких требований к устойчивости работы двигателей внедряются истираемые прирабатываемые высокотемпературные покрытия на корпусах турбин, а также рабочие лопатки 1 с прирабатываемыми торцами 2 (см. рис. 4.60 и 4.61). Для уменьшения термических напряжений в керамическом слое 6 между ним и вкладышем бандажа 4 турбины расположен пластичный изолирующий слой 5 (см. рис. 4.60, а).

Определенный успех достигнут и в управлении радиальными зазорами. При этом используются, например, схема согласования

Рис. 4.61. Рабочая опытная лопатка с легко прирабатываемым торцом и уплотнительным эффектом ТРДД RB-211



коэффициентов термического расширения материалов корпуса и ротора, а также активный и пассивный методы управления радиальным зазором с воздушным терморегулированием. Исследования показали, что можно снизить уровень изменения радиального зазора $\delta_{\text{рад}}$ (рис. 4.60, б), особенно быстро изменяющегося при запуске и резком наборе оборотов, в данном случае с 5500 до 7500 об/мин (кривая 8), и резком сбросе оборотов с 7500 до 3900 об/мин (кривая 9), введением охлаждения воздухом с применением вкладыша 4 и поддувом воздуха в зазор $\delta_{\text{рад}}$. Количественное изменение $\delta_{\text{рад}}$ (кривые 7) показано на рис. 4.60, б пунктиром.

4.6. СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

В процессе проектирования двигателя стремятся обеспечить высокую эффективность системы охлаждения горячих узлов двигателя, уделяя большое внимание охлаждению лопаток, дисков и других деталей газовых турбин, используя так называемые разомкнутые многосетевые системы охлаждения. При этом предусматривается решение следующих задач:

- охлаждение сопловых и рабочих лопаток;
- охлаждение дисков с целью как снижения уровня их нагрева, так и уменьшения перепада температуры нагрева по толщине и особенно по радиусу диска (см. гл. 6);
- снижение уровня нагрева корпусных деталей;
- изоляция от нагрева силовых связей и самих внутренних корпусов опор, трубопроводов маслосистемы и конструктивных элементов других систем.

При этом стремятся обеспечить высокую эффективность системы охлаждения, при которой требуемое снижение температуры деталей достигается при минимальных затратах мощности на охлаждение, простоте конструкции, высокой надежности работы системы охлаждения и удобстве ее эксплуатации.

При уровне температуры газа перед турбиной $T_g^* = 1600 \dots 1700 \text{ К}$ суммарная величина расхода воздуха на охлаждение может составлять $\bar{G}_{\text{охл}} = 10 \dots 15 \%$ при составляющих $\bar{G}_{\text{охл}}$ лопаток соплового аппарата первой ступени $\bar{G}_{\text{охл}} = 6 \dots 9 \%$, лопаток рабочего колеса $\bar{G}_{\text{охл}} = 2,5 \dots 3,5 \%$, соплового аппарата второй ступени $\bar{G}_{\text{охл}} \cong 2 \%$, лопаток рабочего колеса $\bar{G}_{\text{охл}} \cong 1,0 \dots 3,0 \%$, диска $\bar{G}_{\text{охл}} \cong 1 \%$. Температура материала рабочих лопаток поддерживается при этом не более $T_{\text{л}} = 1100 \dots 1300 \text{ К}$.

Высокие значения температуры охлаждающего воздуха и ее рост с повышением $\pi_{\text{к}}^*$ компрессоров в двигателях последующих поколений осложняют эффективность охлаждения, требуя все большего относительного расхода охлаждающего воздуха $\bar{G}_{\text{охл}}$, а это ведет к снижению эффективности от повышения $\pi_{\text{к}}^*$, например возрастанию расхода топлива.

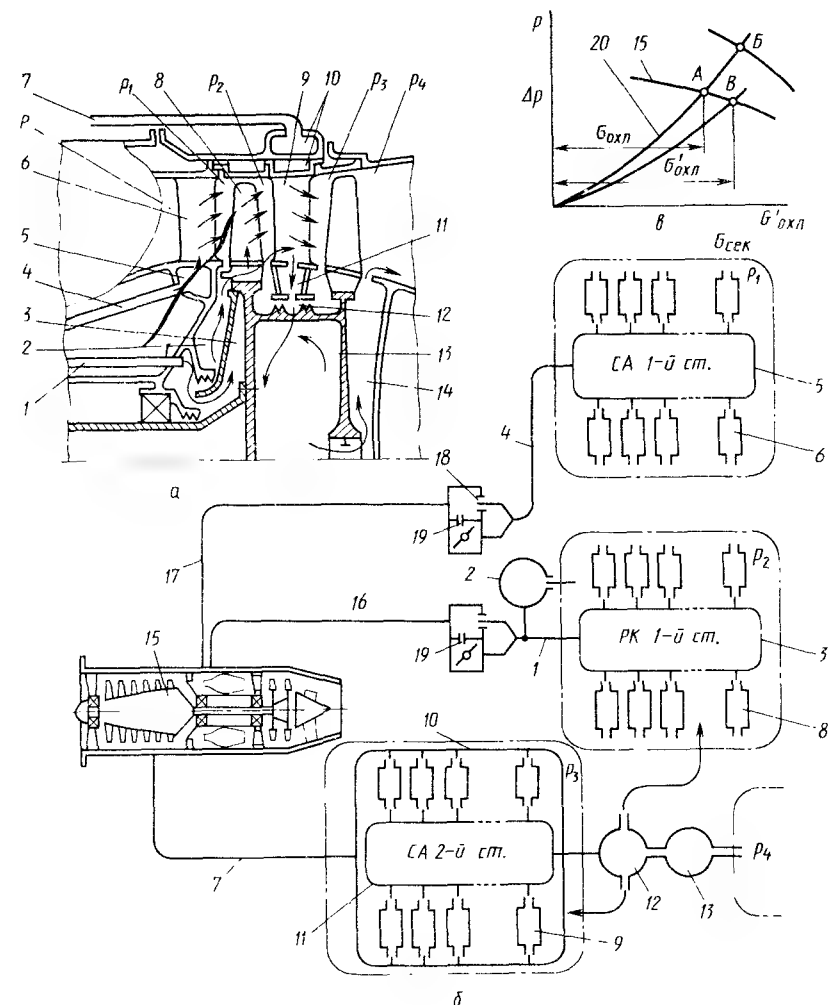


Рис. 4.62. Конструктивная схема двухступенчатой газовой турбины (а), схематичное изображение системы ее охлаждения (б) и характеристики компрессора и сети потребления (в)

Повышение $\pi_{\text{к}}^*$ ведет к повышению и $T_{\text{охл}}^*$ — температуры воздуха, отбираемого на охлаждение. В ближайшие годы не исключено появление теплообменника, расположенного во внешнем контуре ТРДД. Это позволит снизить $T_{\text{охл}}^*$ и обеспечить более низкую $T_{\text{л}}$ при данном значении T_g^* либо иметь допустимую $T_{\text{л}}$ при меньшем значении $\bar{G}_{\text{охл}}$.

Работу всей системы охлаждения газовой турбины рассмотрим на примере двухступенчатой турбины, у которой лопатки сопловых аппаратов (СА) и диски охлаждаются у обеих ступеней, а рабочие лопатки только у первой (рис. 4.62, а).

Место отбора охлаждающего воздуха в общем случае определяется потребным давлением воздуха на входе $p_{охл}^* = \sigma_{охл} p_i^*$ ($\sigma_{охл}$ — коэффициент, учитывающий потери давления при протекании воздуха по гидравлическому тракту до входа в лопатку, полость охлаждения диска и т. п., p_i^* — полное давление охлаждающего воздуха в месте отбора), температурой $T_{охл}^*$ и наличием перепада давления, обеспечивающего потребный расход $\bar{G}_{охл}$.

Всю систему охлаждения можно представить (рис. 4.62, б) как сочетание конструкции компрессора двигателя 15, от которого осуществляется отбор сжатого воздуха на охлаждение с необходимыми параметрами, внешних сетей 1, 4, 7, 10, 16, 17 подвода воздуха к его потребителям (каналов, полостей, 11 ... 12 отверстий) и внутренних сетей каждого из потребителей 6, 8 и 9 (лопаток СА и РК), параллельно присоединенных к внешним сетям, междисковой полости 13 и задисковой полости 14.

Для первой ступени, особенно для охлаждения лопаток СА, воздух должен быть отобран за последней ступенью компрессора 15, несмотря на то что требуемому давлению $p_{охл}^* = p_2^*$ соответствует и наибольшая его температура $T_{отб}^* = T_2^* = T_{охл}^*$. Конструктивно это может быть выполнено при отборе воздуха из камеры сгорания в передней ее части. При этом следует учесть, что, проходя мимо жаровых труб, воздух еще нагревается до $\Delta t = 20 \dots 30^\circ\text{C}$.

Подача воздуха в систему охлаждения определяется точкой пересечения характеристик $p - G_{сек}$ компрессора 15 и суммарной характеристикой всей сети потребления 20. Пусть это будет точка А в системе $p - G_{сек}$ для данного режима работы двигателя (рис. 4.62, в).

Как уже указывалось, наибольшее количество отбираемого воздуха в современных высокотемпературных ГТД составляет $G_{охл} \approx 10 \dots 15\%$. Это учитывается при проектировании компрессора. Некоторое изменение $\bar{G}_{охл}$ на данном режиме работы двигателя лишь незначительно влияет на изменение давления $p_2^* = p_{охл}^*$.

При изменении режима работы двигателя изменяется и давление $p_{охл}^* = (p_2^*)'$ и совместная работа компрессора и сети определяется, например, точкой Б.

Изменению давления при переходе из точки А в точку Б сопутствует изменение температуры охлаждающего воздуха.

При значительном изменении сопротивления внешней сети, например уменьшении на данном режиме работы двигателя, резко повышается $\bar{G}_{охл}$ до значения $\bar{G}_{охл}$ (точка В).

На рис. 4.62, б схематично показана вся система охлаждения двухступенчатой газовой турбины (рис. 4.62, а), состоящая из нескольких сетей: сети охлаждения 4, 5 сопловых лопаток первой ступени, сети охлаждения 1, 3 рабочих лопаток первой ступени, сети охлаждения корпуса и сопловых лопаток 7, 10 вто-

рой ступени, сети 2 охлаждения дисков и елочных замков лопаток.

При проектировании охлаждаемых сопловых и рабочих лопаток и системы подвода воздуха к ним необходимо предусмотреть мероприятия, гарантирующие наименьшее изменение расхода воздуха через лопатки при изменении (увеличении) расхода воздуха через одну или несколько лопаток, например, в случае повреждения или прогара последних.

Таким мероприятием может быть введение сопротивления как на входе в каждую лопатку, так и на выходе из нее. При этом следует учесть, что внутреннее сопротивление должно быть малым, при котором обеспечивается протекание требуемого $\bar{G}_{охл}$ при меньшем перепаде давления. Сопротивлением на выходе из лопаток являются выходные сечения щелей, отверстий. На входе в каждую лопатку выполняется проходное сечение необходимой площади (калиброванные отверстия, щели), как это хорошо видно на рис. 4.26 ... 4.28, 4.34.

В этом случае изменение сопротивления (рис. 4.62, в) протеканию воздуха через одну или несколько лопаток (например, при повреждении или прогаре) должно вести к ухудшению условий охлаждения остальных лопаток, вследствие увеличения расхода воздуха через поврежденные лопатки и снижения расхода воздуха через неповрежденные. Однако наличие входных дросселей в местах поврежденных лопаток не приведет к значительному падению давления на входе в остальные лопатки, а следовательно, и в меньшей степени скажется на уменьшении расхода воздуха через них, как и через другие ветви общей системы охлаждения.

Оценка $\bar{G}_{охл}$ каждого потребителя в процессе проектирования — задача трудоемкая, требующая знания коэффициентов расхода через различные сечения (в том числе и с учетом вращения, влияния вращающихся торцевых и цилиндрических поверхностей, формы полостей и др.), давлений и температур. Такое решение возможно в САПР с использованием данных по ранее накопленному опыту с последующей коррекцией в процессе доводочных испытаний двигателя.

В системе охлаждения желательно иметь наряду с постоянным проходным сечением 18 (рис. 4.62, б) дополнительно регулируемое сечение 19, позволяющее наиболее экономично использовать количество охлаждающего воздуха $(G_{охл})_{min}$ на различных режимах работы двигателя.

Пример конструкции, обеспечивающей регулирование $\bar{G}_{охл}$ показан на рис. 4.63. В коллектор 1 к охлаждаемым лопаткам СА проходит определенное количество охлаждающего воздуха через отверстия 3 в трубках 2 и 5 — в поворотном кольце 4. Количество охлаждающего воздуха определяется положением поворотного кольца и взаимным положением отверстий в поворотном кольце

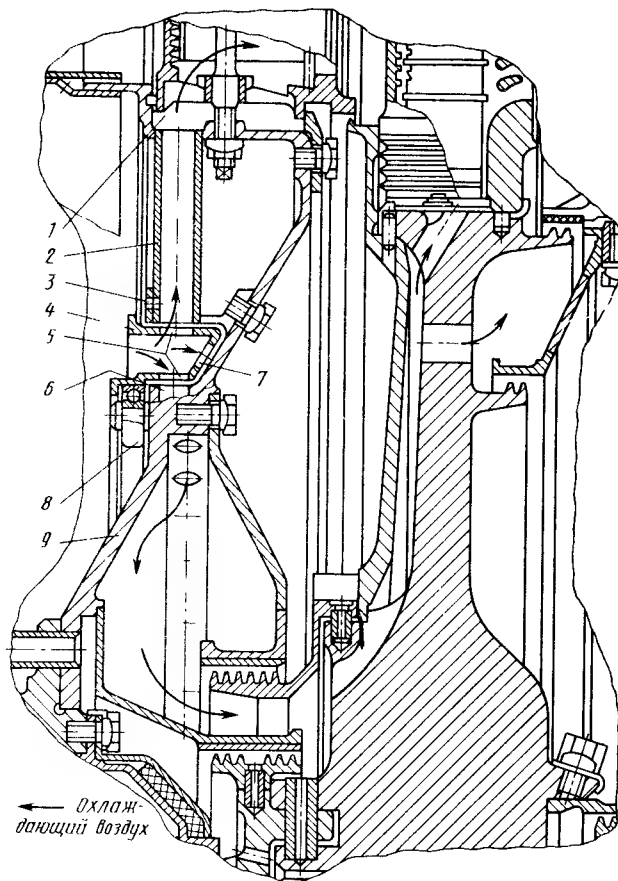


Рис. 4.63. Пример конструкции, обеспечивающей одновременное регулирование подачи воздуха к охлаждаемым лопаткам СА и РК 1-й ступени турбины: ТРДФ Р11-300 (модификация)

и трубках 2. Одновременно поворотное кольцо изменяет проходное сечение (отверстия 5 и 6), через которое подводится охлаждающий воздух под покрывной диск. Охлаждение рабочих лопаток на эксплуатационных режимах осуществляется небольшим количеством воздуха, идущего через отверстия 7 и зазоры между поворотным кольцом и силовым конусом 9. Поворотное кольцо смонтировано на шарикоподшипниках 8 и поворачивается на требуемый угол под действием системы управления.

В системах подвода воздуха на охлаждение рабочих лопаток воздух к диску подходит под некоторым углом и тормозится при его входе во вращающийся диск, а следовательно, дополнительно подогревается. При окружной скорости на ободу диска 300 ... 350 м/с этот нагрев составляет 40 ... 50 °С. Поэтому крайне же-

лательно конструктивными приемами снизить величину этого подогрева, например, создав закрутку охлаждающего воздуха, обеспечивая безударный вход в каналы диска без торможения потока. Благодаря снижению температуры поступающего в лопатки воздуха может быть улучшен теплосъем либо уменьшен требуемый расход охлаждающего воздуха.

Значительного положительного эффекта можно достичь, если для уменьшения температуры охлаждающего воздуха и создания на максимальном радиусе диска его безударного входа в межлопаточные полости (отверстия) корневых частей лопаток, как показано на рис. 4.64, подводить воздух с предварительной закруткой $c_u = u$. В результате достигается осевой вход $w = c_a$, а снижение температуры воздуха определяется по формуле

$$\Delta T^* = T_c^* - T_{c_a}^* = T + \frac{c^2}{2 \frac{k}{k-1} R} - \left(T + \frac{c_a^2}{2 \frac{k}{k-1} R} \right) =$$

$$= \frac{u^2}{2 \frac{k}{k-1} R} = \frac{u^2}{2010}$$

и может составлять $\Delta T^* \approx 70 \dots 80$ К.

Подвод воздуха под вращающийся дефлектор диска турбины (см. рис. 4.28) с предварительной закруткой даст несколько меньший эффект снижения температуры охлаждающего воздуха, так как по мере продвижения воздуха на большие радиусы происходит его подогрев на $\Delta t \approx 50 \dots 60$ К как от поджатия, так и в результате теплопередачи от стенки нагретого диска. Однако

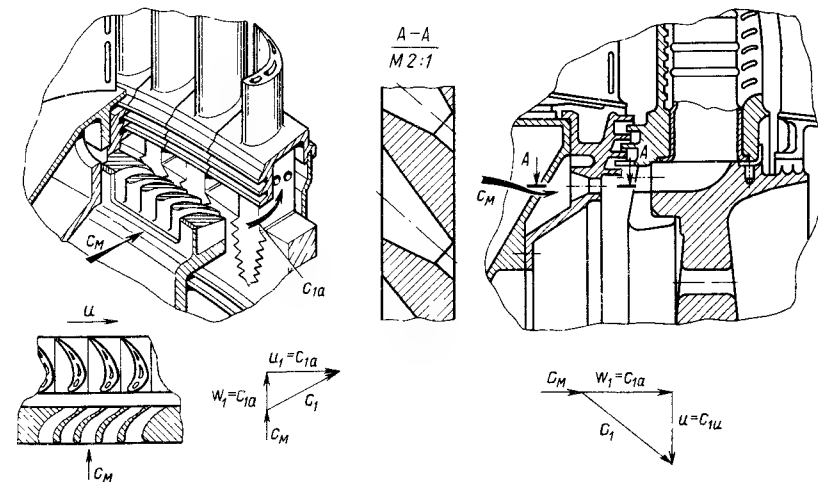


Рис. 4.64. Варианты подвода охлаждающего воздуха в диск и охлаждения рабочих лопаток:

а — ТРДД РВ-211; б — ТРДФ Р11-300 (модификация)

с позиций охлаждения диска и уменьшения утечек через уплотнения (см. рис. 4.28) такое решение обоснованно.

Воздух, отбираемый от компрессора для охлаждения рабочих лопаток, не должен содержать посторонних частиц. Так, например, на ТРДД CF6 воздух для очистки пропускается через ряд устройств, в которых сначала совершает два поворота на 180° и проходит через спиральный воздухоочиститель, состоящий из ряда малых сопел и нескольких центробежных пылеуловителей. Попадая в лопатку, оставшиеся посторонние частицы пыли выбрасываются через очистительные отверстия в торцевых поверхностях лопаток (см. рис. 4.29).

В системе подвода воздуха на охлаждение рабочих лопаток желательно иметь большее осевое расстояние между соплами подвода воздуха и входом в диск рабочего колеса, что способствует некоторой сепарации пыли и предотвращению ее попадания в полость рабочих лопаток, а следовательно, и засорению внутренних каналов и полостей лопаток.

4.7. СОЕДИНЕНИЯ РОТОРОВ ТУРБИН С РОТОРАМИ КОМПРЕССОРОВ И РЕДУКТОРАМИ

Соединение ротора турбины с ротором компрессора в ТРД или валом редуктора в ТВД осуществляется шлицевыми соединениями или шлицевыми муфтами и в зависимости от схемы расположения опор и схемы передачи осевых сил в системе турбина—компрессор и их разности на фиксирующую опору ротора должны обеспечивать передачу:

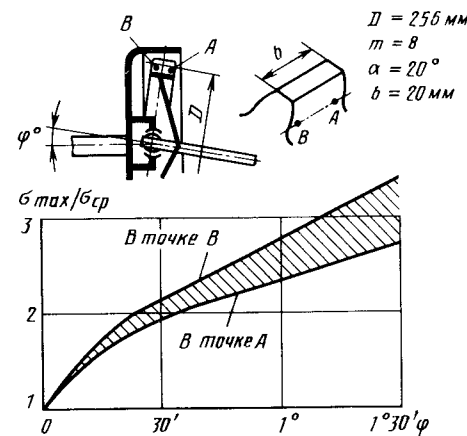
- $M_{кр}$ от турбины к компрессору, винту, агрегатам;
- осевого усилия P_a ;
- радиального усилия от действия P_j и M_r .

Кроме того, соединение должно надежно работать в условиях некоторой несоосности или перекоса осей соединяемых узлов. Также желательны наличие масла на контактных поверхностях шлиц и гарантия его непроникновения в воздушно-газовые тракты и полости;

- доступность к месту соединения и легкость контроля правильности сборки;
- обеспечение сборки в определенном (единственном) предусмотренном положении.

Допуская работу шлицевого пояса в условиях некоторого перекоса осей соединяемых узлов, что может быть вызвано как проектно-технологическими соображениями, так и вследствие деформаций двигателя при полете с перегрузками от P_j и M_r , следует иметь в виду, что в этих случаях имеет место значительное увеличение напряжения смятия $\sigma_{см}$ на концах шлицевого пояса и появление переменной составляющей $\Delta\sigma_{см}$, изменяющейся с частотой $2n$. Величина максимального значения $\sigma_{max} \approx (2 \dots 3) \sigma_{ср}$ при углах перекоса осей в пределах $0,5 \dots 1,5^\circ$ (рис. 4.65).

Рис. 4.65. Изменение напряжения смятия $\sigma_{см}$ деталей при наличии некоторого перекоса осей, соединяемых с помощью эвольвентных шлиц



При трехопорной схеме ротора и отсутствии идеальной соосности опор при наличии нескольких разъемов как по корпусу, так и у ротора допускается несоосность задней опоры относительно средней на величину $\varepsilon \leq 0,17 \text{ мм}$. Это означает, что ось ротора турбины может располагаться под некоторым углом $\varphi \leq 1^\circ 30'$ к оси ротора компрессора. При эксплуатации двигателя на самолете вследствие деформаций от действия инерционных сил и гироскопических моментов этот угол может увеличиваться, особенно при больших перегрузках.

Для компенсации несоосности на валу турбины 12 установлена переходная муфта 9, которая зафиксирована от осевых смещений стопорным кольцом 11 (рис. 4.66). Ведомая шлицевая муфта 1 установлена внутри цапфы компрессора 2, опирающейся на подшипник 5. Муфта закреплена фасонным болтом 3 с гайкой 4.

Эвольвентные шлицы 6, которые выполнены на большом диаметре короткими с большим модулем и зазорным зацеплением, обеспечивают допустимую перегрузку концов этих шлиц при имеющем место перекосе осей.

Для обеспечения допускаемого поворота осей, передачи осевого и радиального усилий применено сферическое соединение. Шаровой конец вала турбины и фланец 8 имеют по три паза, что позволяет вставить конец вала турбины в сферическое гнездо ротора компрессора, а затем повернуть вал на 60° для осевой фиксации и передачи осевых усилий. При этом сферические выступы вала турбины окажутся напротив выступов сферического гнезда фланца 8.

После смещения ведущей муфты 9 влево и введения шлицевых поясов 6 в зацепление она фиксируется от смещения на валу турбины стопорным кольцом 11 и фиксатором 10. Правильность сборки гарантируется тем, что стопорное кольцо может быть повернуто в пазу вала турбины и застопорено фиксатором 10 только при условии, что концы винтов-штифтов 7 вошли в отверстия переходной муфты 9, а шлицы 14 и 15 удерживают его от осевого смещения. Это возможно лишь в одном угловом положении, так как эти три винта-штифта расположены по окружности неравномерно по углу, как показано на схеме расположения контрольных винтов-штифтов 7.

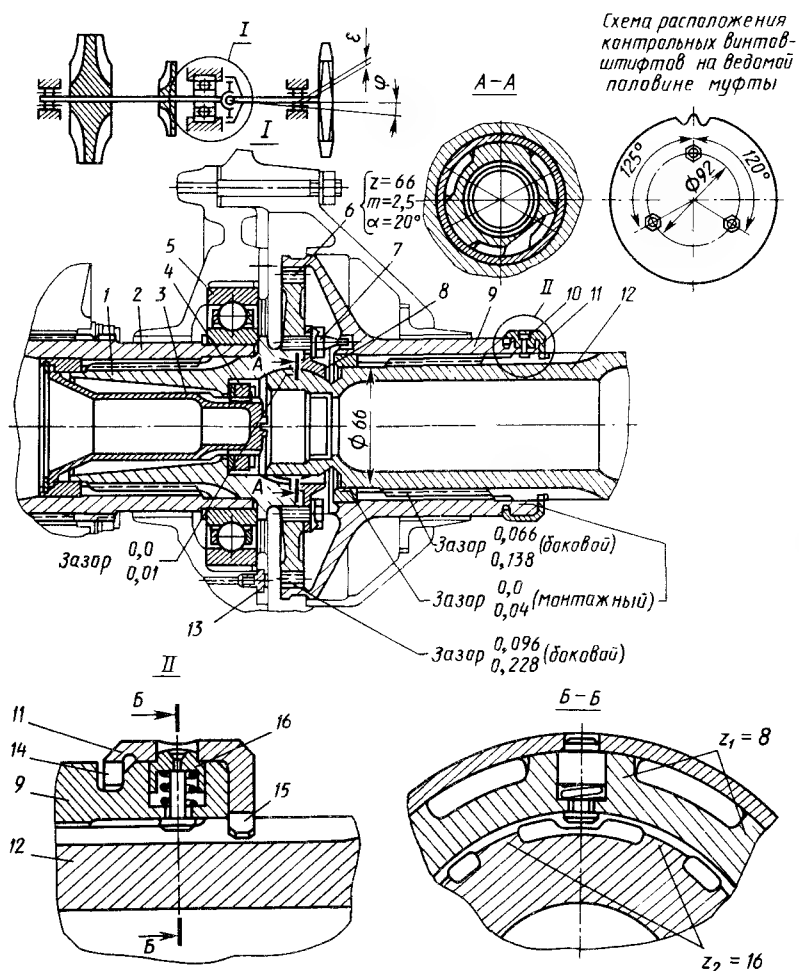


Рис. 4.66. Соединительная муфта роторов компрессора и турбины ТРДФ ВК-1

Наличие фиксатора 10 в отверстии стопорного кольца 11 гарантирует правильность сборки. Перемещение ведущей муфты и поворот стопорного кольца производят внутри корпуса двигателя рукой. Через форсунку 13 в шлицевое зацепление подается смазочное масло.

С переднего конца вала 9 турбины РНД (рис. 4.67) крутящий момент передается на заднюю цапфу 3 компрессора РНД через тонкостенную трубчатую рессору 6, на обоих концах которой выполнены внутренние эвольвентные шлицы. Рессора располагается внутри полости тонкостенной трубы 7, установленной в РВД во избежание попадания масла внутрь этого ротора. Стяжной болт 4 соединяет валы роторов и обеспечивает передачу осевого усилия

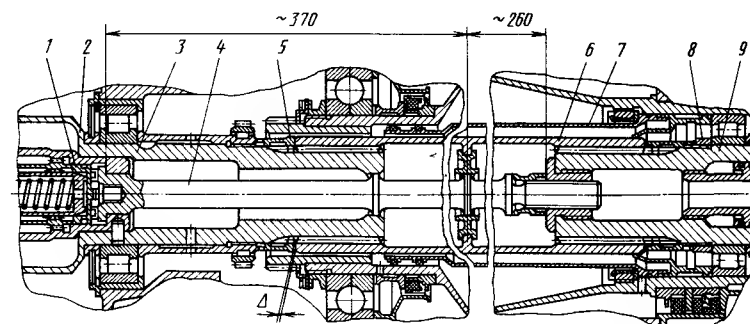


Рис. 4.67. Соединение валов турбины и компрессора с помощью трубчатой рессоры и стягивающего болта (штанги) ТРДД АИ-25

с ротора турбины через вал ротора компрессора низкого давления 2 на переднюю фиксирующую опору компрессора РНД (см. рис. 4.5, д). Осевое расположение турбины РНД и невозможность смещения в сторону компрессора гарантируется взаимным упором рессоры и других деталей, расположенных между гайкой 8 и буртиком контрольной втулки 5 с некоторым гарантированным осевым люфтом Δ . Стяжной болт 4 контрится замком 1.

На рис. 4.68 показан узел соединения ротора компрессора с рессорой, передающий момент $M_{кр}$ на редуктор ТВД. Осевая фиксация рессоры 1 редуктора осуществлена с помощью пружинящего кольца 4 и фасонного болта 3. Для этого головка болта заложена в расточку рессоры и фиксирована в ней от смещений пружинящим кольцом 4. После введения рессоры внутрь передней цапфы компрессора 2 болт ввертывается в заглушку 8 до упора в распорную втулку 5, которая предупреждает выжимание пружинящего кольца 4 из канавки. Болт контрится специальным фасонным стопором 7, смонтированным в шестигранном отвер-

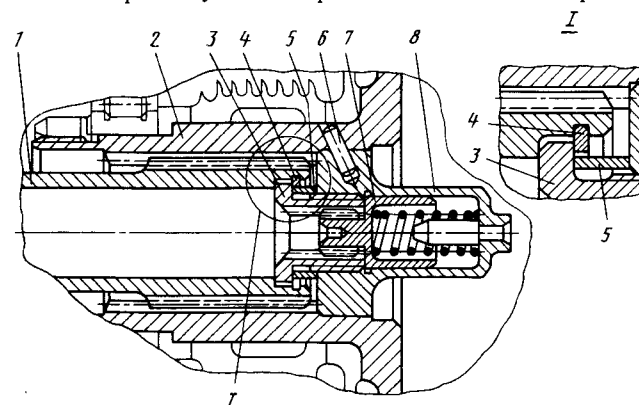


Рис. 4.68. Соединение рессоры редуктора с передней цапфой компрессора в ТВД: 1 — рессора; 2 — передняя цапфа компрессора; 3 — фасонный болт; 4 — пружинящее кольцо; 5 — распорная втулка; 6 — штифт; 7 — фасонный стопор; 8 — заглушка

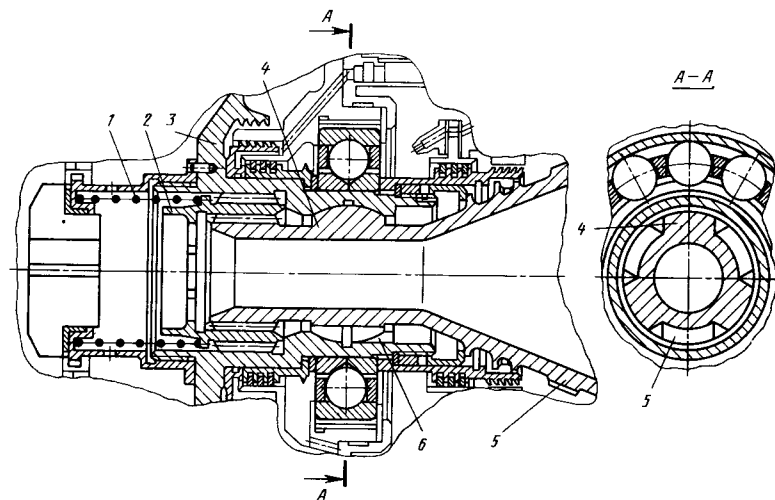


Рис. 4.69. Соединение роторов осевого компрессора и газовой турбины ТВД ТВ2-117

стии заглушки, которая сама удерживается в цапфе с помощью штифта 6.

Более сложным видом соединения, содержащего ряд интересных конструктивных решений, является муфта, соединяющая роторы компрессора и турбины ТВД (рис. 4.69), обеспечивающая соединение вала 4 ротора турбины компрессора с задней цапфой 3 осевого компрессора и работу в условиях некоторого перекоса осей соединяемых узлов. Для этого внутри задней цапфы 3 выполнено сферическое гнездо с тремя прорезями 6, а на валу 5 ротора турбины — три выступа 4 как часть сферы.

Крутящий момент с ротора турбины на ротор компрессора передается через шлицевую втулку 2 с зазорной посадкой по обоим шлицевым поясам. Эти зазоры и наличие контакта валов по сфере обеспечивают работу узла в условиях некоторого перекоса осей. Шлицевая втулка удерживается от осевого смещения пружиной 1. При смещении шлицевой втулки влево до выхода из зацепления ее шлиц со шлицами вала турбины и поворота вала турбины на 60° сферический замок позволяет сместить вал турбины вправо, так как сферические выступы 4 вала проходят через пазы (прорези) 6.

4.8. ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Значительные температуры нагрева и резкие их изменения, статическая, динамическая и циклическая нагруженность и ряд других факторов обусловили специфические требования к выбору конструкционных материалов для основных деталей

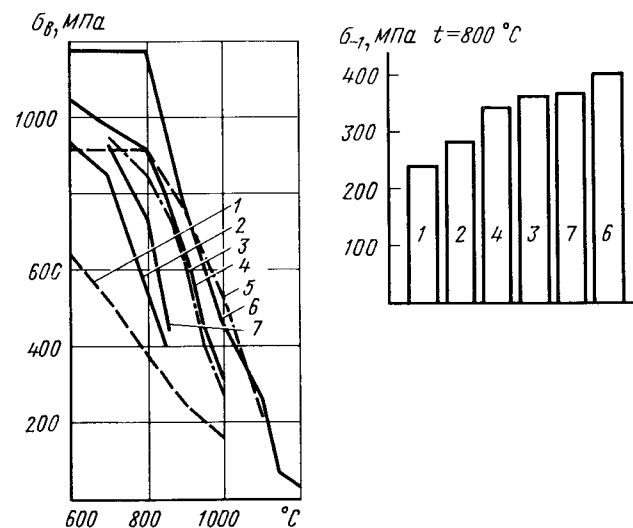


Рис. 4.70. Изменение предела прочности σ_B сталей и сплавов в зависимости от температуры нагрева:

1 — 40X15H7Г7Ф2МС; 2 — ХН77ТЮР; 3 — ХН55ВМТФКЮ; 4 — ХН62МВКЮ; 5 — ЖС6К; 6 — ЖС6КП; 7 — ХН70МВФЮБ

газовых турбин: рабочих и сопловых лопаток, дисков, корпусов, валов и др. В числе этих требований:

- длительная жаропрочность;
- сочетание высокой сопротивляемости ползучести при достаточной пластичности;
- стойкость против газовой коррозии и эрозии;
- достаточно высокая теплопроводность и др.

Этим требованиям в достаточной мере удовлетворяют жаропрочные сплавы на никелевой и в ряде случаев — кобальтовой основе.

Рабочие лопатки выполняют из сплавов на никелевой основе: ЖС3 (ЭИ618), ЖС6К, ЖС6КП, ХН77ТЮР (ЭИ437Б), ХН70ВМТЮ (ЭИ617), ХН70МВТЮБ (ЭИ598), ХН55ВМТЮКЮ.

Для сопловых лопаток используют сплавы на никелевой основе ЖС3, АВН-300, ЖС6-К и на кобальтовой основе — ЛК-4.

Для дисков применяются сплавы на никелевой основе ХН77ТЮР (ЭИ437Б) при меньших температурах нагрева, хромоникельмарганцовистая сталь 37Х12Н8Г8 МФБ и др. Детали корпусов изготавливают из 13Х11Н2В2МФ (ЭИ961), ВЖ102, 20Х23Н18 (ЭИ417), 12Х18Н9Т (Х18Н9Т).

Для валов используют 13Х14Н3В2ФР (ЭИ736), 18Х2Н4МА, 40ХН2М.

Крепежные детали (болты, шпильки, гайки) изготавливают из ХН77ТЮР и др.

Прочностные характеристики некоторых материалов, применяемых для изготовления сопловых и рабочих лопаток и других деталей турбин, приведены на рис. 4.70.

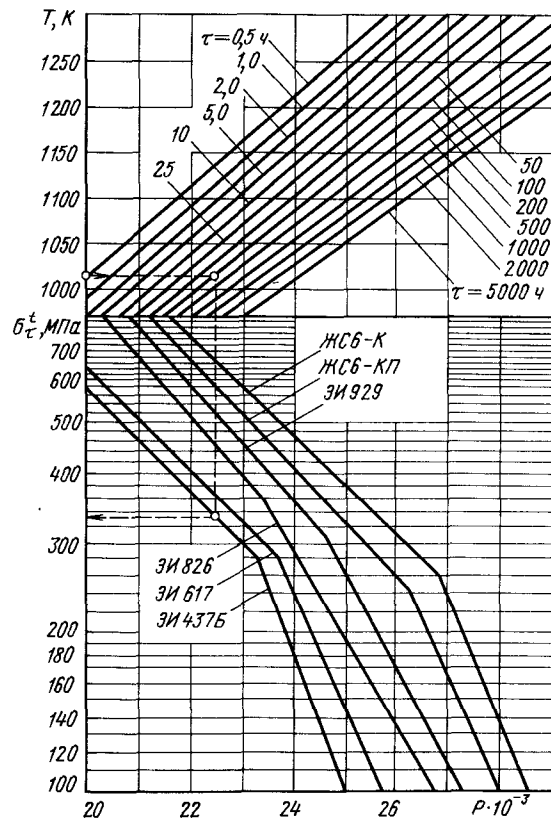


Рис. 4.71. Изменение длительной прочности жаропрочных сталей и сплавов $\sigma_{л}$ в зависимости от длительности нагружения τ и температуры нагрева T К [16,36]

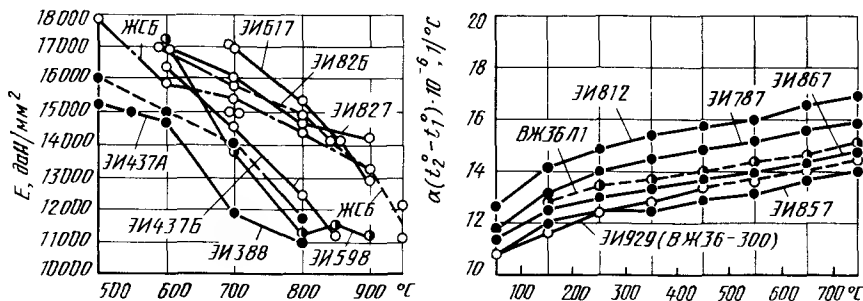


Рис. 4.72. Изменение модуля упругости E и коэффициента линейного расширения α в зависимости от температуры нагрева жаропрочных сталей и сплавов

На рис. 4.71 показано изменение длительной прочности, где уровень нагружения $P = T (\lg \tau + 20)$.

Изменение модуля упругости первого рода E и коэффициента линейного расширения α с увеличением температуры нагрева для некоторых марок материалов дано на рис. 4.72.

Для повышения жаростойкости (устойчивости к газовой коррозии) лопатки алитуют — покрывают окисью алюминия слоем толщиной 0,02 ... 0,03 мм с последующей термообработкой для образования в поверхностном слое раствора алюминия.

Все более широкое применение находят многокомпонентные покрытия на основе Ni, Cr, Al и др.

Вопросы для самоконтроля

1. Назовите основные конструктивные параметры ГТ ГТД различных схем и назначений.
2. Перечислите и обоснуйте пути уменьшения числа ступеней ГТ и возможности их практической реализации.
3. Какие трудности имеют место при проектировании систем охлаждения ГТ?
4. Какова связь конструктивной схемы охлаждаемых лопаток СА и РК с $T_{охл}^*$ и $\bar{G}_{охл}$?
5. Сколько отбирается воздуха $\bar{G}_{охл}$ из тракта двигателя на охлаждение, в том числе на охлаждение лопаток СА, РК; дисков, корпусов и др.?
6. Почему в ГТ соединение лопаток РК с дисками выполняется елочного типа?
7. Как оценивается прочность соединения лопаток РК с дисками елочного типа?
8. Перечислите способы соединения элементов ротора (валов, дисков, цапф) их достоинства и недостатки.
9. Какими силами и моментами нагружены роторы ГТ?
10. Какие особенности необходимо учитывать при проектировании опор ГТ?
11. Какие основные требования предъявляются к материалам, используемым для изготовления лопаток СА и РК, дисков, корпусов?

5.1. КОНСТРУКЦИЯ И ПРОЧНОСТЬ ЛОПАТОК

5.1.1. Требования и особенности проектирования лопаток

При проектировании лопаток учитываются новейшие научно-технические достижения в области газовой динамики лопаточных машин, теорий прочности и колебаний, теплотехники, материаловедения с учетом современных возможностей технологии изготовления.

Компрессорные и турбинные лопатки можно разделить на две большие группы — рабочие лопатки колес и статорные лопатки. Рабочие лопатки работают в сложных условиях и поэтому их проектированию уделяется особое внимание. Для статорных лопаток многие проблемы отсутствуют, и проектирование менее проблематично.

К конструкции рабочих лопаток предъявляются весьма высокие требования, которые можно представить в виде четырех основных условий:

- совершенные газодинамические характеристики, обеспечивающие необходимое преобразование воздушного или газового потока в рабочем колесе ступени с минимальными потерями. Выполнение этого условия способствует достижению высоких коэффициентов полезного действия компрессора и турбины ГТД;

- высокая надежность конструкции рабочих лопаток — способность определенное длительное время выдерживать весьма большие статические нагрузки, работать в условиях вибраций и больших динамических напряжений. Для турбинных лопаток к этому добавляется требование сохранения работоспособности при предельно высоких температурах с частой сменой температурных режимов при наличии явлений ползучести материала. Технологичность конструкции — возможность изготовления всех элементов конструкции лопатки как единого целого современными средствами и методами с обеспечением плавности изменения заданных форм пера по длине лопатки, необходимой точности изготовления всех размеров, качества и чистоты поверхности;

- живучесть конструкции — способность сохранять надежность в процессе эксплуатации при условии появления возможных, заранее обусловленных повреждений посторонними предметами, заборин, водяной и пылевой эрозии и атмосферной коррозии.

Особенность проектирования лопаток ГТД состоит в том, что все требования должны быть максимально обеспечены в процессе проектирования. Это вызывается тем, что доводка пера лопатки по геометрии, прочности, вибрациям в процессе доводки нового двигателя весьма ограничена. Изменение геометрии пера для исправления аэродинамических качеств или повышения прочности вызывает изменение характеристик ступени и ее координацию с другими ступенями компрессора и турбины. Изменения в конструкции замковой части лопатки требуют существенных изменений конструкции дисков, что не всегда возможно.

В процессе проектирования широко используются математические методы всесторонней оценки качества и работоспособности лопаток. Наряду с традиционными упрощенными методами предварительных расчетов применяются аналитические методы проектирования. Так, например, в последние годы развиваются и все шире применяются методы проектирования ступеней на основе объемных моделей течения воздуха в каналах рабочего колеса, благодаря чему появились широкоходные виды лопаток, существенно отличающиеся по форме и аэродинамическим характеристикам от существующих видов. В связи со сложностью геометрической формы пера и множества различных факторов, влияющих на его прочность, окончательная оценка прочности, деформации и вибраций лопатки производится с помощью весьма совершенных моделей метода конечных элементов. Для высокотемпературных лопаток турбин работоспособность и долговечность оцениваются на основе теории малоциклового термической прочности с учетом ползучести материала.

Другая особенность проектирования лопаток — одновременное решение всех многоплановых проблем, определяющих качество лопаток. Вследствие этого в проектировании участвуют специалисты всех научных направлений. Методика проектирования строится по итеративному принципу. Вначале решаются вопросы, определяющие геометрические формы профилей лопатки. Затем определяется форма пера в целом и уточняются аэродинамические и прочностные характеристики лопатки. Далее проектируется ее хвостовик, концевые и другие элементы конструкции. Окончательная оценка результатов проектирования производится наиболее совершенными расчетными методами и проверкой экспериментом.

Комплексное решение многочисленных разноплановых задач при проектировании лопаток, большое количество их разновидностей на двигателе, необходимость проработки некоторого числа вариантов для оптимизации принимаемых решений делают процесс проектирования лопаток весьма трудоемким и длительным. Сокращение сроков и повышение качества проектирования лопаток достигается с помощью ЭВМ и специальных систем автоматизированного проектирования [4, 24].

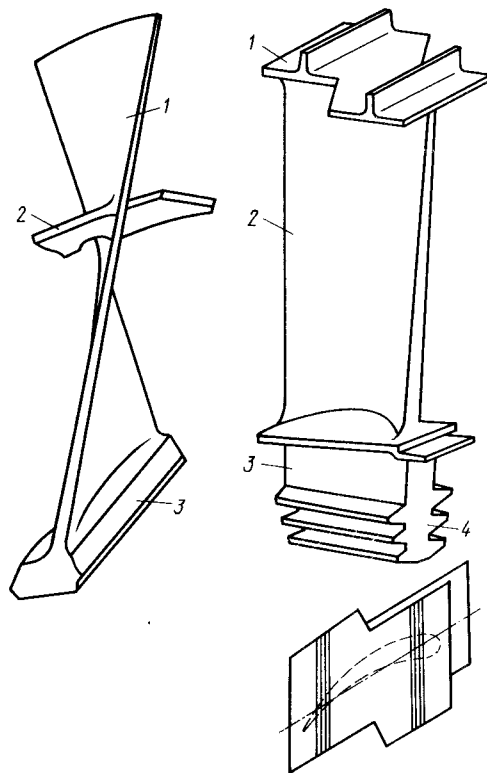


Рис. 5.1. Лопатка компрессора со срединным расположением бандажной полки и клиновидной хвостовой частью типа «ласточкин хвост»:

1 — перо лопатки; 2 — бандажная полка; 3 — хвостовая часть типа «ласточкин хвост»

Рис. 5.2. Лопатка турбины с концевым расположением бандажной полки и хвостовой частью «елочного типа»:

1 — бандажная полка; 2 — перо лопатки; 3 — удлиненная ножка; 4 — хвостовик

Рабочая лопатка состоит из пера и хвостовика. Профильная часть лопатки (перо) должна плавно сопрягаться с хвостовиком для снижения концентрации напряжений. Часто лопатки имеют бандажные полки, расположенные примерно на одной трети от верхнего сечения лопатки (для лопаток компрессоров), рис. 5.1

или на периферии пера лопатки (для лопаток турбин), рис. 5.2. Полки на лопатках делают для снижения вибронпряжений. Для уменьшения перетекания газа в радиальном зазоре на наружной поверхности периферийных бандажных полок часто выполняют гребешки лабиринтного уплотнения. КПД турбины с бандажными полками на 1,0 ... 2 % выше, чем в лопатках без бандажных полок. Лопатки турбины иногда имеют переходную часть между пером лопатки и хвостовиком, так называемую удлиненную ножку.

По условиям балансировки ротора рабочие лопатки проходят контроль по массе. Допустимый разброс массы отдельных лопаток одного комплекта не превышает $\pm(5 \dots 6)$ г. В одном комплекте по массе с той же целью лопатки подбираются по величине статического момента. Заготовки рабочих лопаток получают, как правило, штамповкой для лопаток компрессоров и прецизионным литьем для лопаток турбин, которое дает возможность иметь профиль пера требуемой формы и размеров с точностью $\pm 0,1$ мм.

5.1.2. Расчет рабочих лопаток на прочность

Условия работы лопаток

Лопатка находится под воздействием двух основных статических сил: центробежной силы собственной массы лопатки и поперечных аэродинамических сил, создаваемых воздухом в компрессоре и газом в турбине. Центробежные силы создают в пере большие напряжения растяжения, а аэродинамические силы вызывают изгиб лопатки, создавая достаточно большие напряжения изгиба.

Центробежные силы также могут создавать изгиб лопатки. В зависимости от конструкции пера и расположения бандажных полок изгиб инерционной силой может иметь одинаковый или противоположный знак по сравнению с изгибом аэродинамическими силами. Последнее свойство используется для компенсации аэродинамических изгибающих моментов. Определение необходимой величины компенсирующего изгибающего момента и соответствующей формы пера лопатки производится в процессе расчета лопатки на прочность.

Центробежные и аэродинамические силы создают, кроме того, взаимно противоположные по знаку крутящие моменты. Напряжения кручения в лопатке весьма незначительны и при оценке ее прочности не принимаются во внимание. Однако для безбандажных лопаток компрессоров определяются углы упругой раскрутки лопатки, что необходимо для корректировки установочных углов атаки профилей лопатки. При наличии бандажных полок упругая раскрутка лопаток не происходит.

В лопатках газовых турбин действуют большие термические напряжения. Эти напряжения возникают вследствие неравномерности распределения температур по сечению лопатки. Особенно большие температурные напряжения возникают в охлаждаемых лопатках, у которых градиенты температур по контуру пера могут достигать больших величин.

Оценка прочности лопатки производится по совокупности действий всех силовых факторов.

В качестве расчетных для оценки прочности лопаток принимаются следующие режимы [31]:

— стендовый режим, когда частота вращения ротора является максимальной, а температура газа на лопатках наиболее высокой;

— режим максимальной скорости полета у поверхности земли, когда режим работы двигателя соответствует максимальному, а аэро- и газодинамические силы на лопатках достигают наибольших величин;

— режим полета на максимальной высоте при максимальной частоте вращения ротора. В этих условиях аэродинамические силы лопаток становятся минимальными, а преобладает обратный

по знаку компенсирующий изгибающий момент от инерционных сил;

— иногда необходимо оценить прочность лопаток турбин на режимах максимальных градиентов температур в лопатках. Такие условия возникают кратковременно на режимах запуска и при-емистости двигателя, а также непосредственно после его останова, особенно в полете. Большие градиенты температур могут вызвать перенапряжения отдельных участков лопаток, особенно кромок, появление трещин и последующих поломок.

Напряжения растяжения от инерционных сил

Центробежная сила элементарного участка лопатки протяженностью dr (рис. 5.3), выражается формулой

$$dP = \rho \omega^2 F r dr, \quad (5.1)$$

где ρ — плотность материала; ω — угловая скорость колеса; F — площадь поперечного сечения лопатки на радиусе r .

Центробежная сила, действующая в сечении на радиусе r_1 , равна интегралу

$$P = \rho \omega^2 \int_{r_1}^R F r dr, \quad (5.2)$$

а напряжение растяжения

$$\sigma_{p1} = P/F. \quad (5.3)$$

Площадь F поперечного сечения лопатки изменяется по ее длине по сложному закону. Формируя геометрию пера лопатки по выше перечисленным требованиям, невозможно и нет смысла вписать закон изменения площадей в какое-либо математическое выражение. Поэтому вычисление интеграла (5.2) и напряжения растяжения (5.3) производится численными методами.

Для того чтобы оценить характер распределения напряжений растяжения по длине лопатки, можно принять некоторый осредненный закон распределения площадей

$$F = F_0 - az^q, \quad (5.4)$$

где F_0 — площадь поперечного сечения лопатки в корневом сечении; q — показатель, определяющий степень изменения площадей по длине лопатки; a — коэффициент, зависящий от соотношения площадей на конце лопатки и в корневом сечении. Согласно формуле (5.4) он равен

$$a = (F_0 - F_R)/l^q. \quad (5.5)$$

Для лопаток постоянного сечения $a = 0$ независимо от q . На рис. 5.4 показаны распределения площадей при различных значениях q . При $q > 0$ поперечное сечение лопатки изменяется

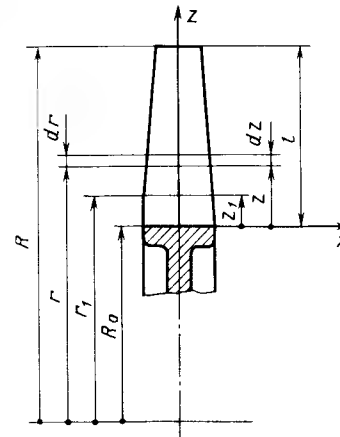


Рис. 5.3. К расчету лопатки на растяжение

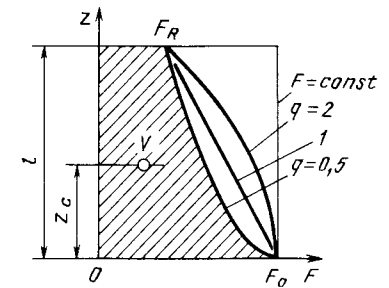


Рис. 5.4. Распределение площадей поперечных сечений вдоль пера лопатки

по параболическому закону, а при $q < 0$ — по гиперболическому. При $q = 1$ имеет место линейный закон изменения площадей.

Масса лопатки вычисляется по формуле

$$M = \rho \int_0^l F dz. \quad (5.6)$$

Нетрудно видеть, что площадь, лежащая слева от соответствующей кривой, представляет собой объем пера лопатки и пропорциональна его массе. Положение центра тяжести этой площади z_0 определяет положение центра массы лопатки относительно корневого сечения.

По рис. 5.4 видно, что наиболее легкой получается лопатка при $q < 1$, а наиболее тяжелой — при $F = \text{const}$.

Подставив в формулу (5.6) формулу (5.4) и вычислив интеграл, можно получить оценку масс лопаток при различных q и a в сравнении с лопаткой постоянного сечения.

Получим формулу

$$\frac{M_q}{M_0} = \frac{q + F_R/F_0}{q + 1}. \quad (5.7)$$

На рис. 5.5 показано соотношение масс лопаток, построенное по формуле (5.7). Оно показывает, что за счет профилирования сечений лопатки по ее длине масса уменьшается почти в два раза. Это позволяет уменьшить центробежную силу лопатки, напряжения растяжения и увеличить окружную скорость рабочего колеса.

Формулу для расчета растягивающей инерционной силы, действующей в сечении лопатки с координатой z_1 , получим из (5.2), подставив в нее функцию площади (5.4) и заменив $r_0 = R + z$:

$$P_{z_1} = \rho \omega^2 \int_{z_1}^l (F_0 - az^q) (R_0 + z) dz.$$

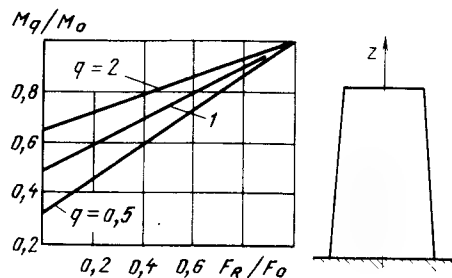


Рис. 5.5. Отношение массы пера лопатки к массе пера постоянного поперечного сечения

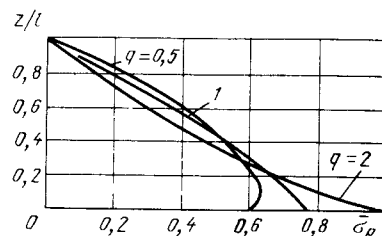


Рис. 5.6. Относительное распределение напряжений растяжения вдоль пера лопатки при различных законах профилирования пера

Интегрируя выражение, имеем

$$P_{z_1} = \rho \omega^2 \left[\frac{1}{2} F_0 (R_0 + z)^2 - a \left(R_0 \frac{1}{q+1} z^{q+1} + \frac{1}{q+2} z^{q+2} \right) \right]_{z_1}^l. \quad (5.8)$$

Напряжение растяжения в сечении будет равно

$$\sigma_{z_1} = P_{z_1} / F_{z_1}. \quad (5.9)$$

На рис. 5.6 показано распределение напряжений в лопатке при различных значениях q . За единицу принято напряжение в корневом сечении лопатки параболического закона с показателем $q = 2$.

Наиболее благоприятное распределение напряжений получается при $q < 1$. Однако нецелесообразно занижать напряжения в корневом сечении и перемещать максимум в среднюю зону лопатки, особенно для турбинных лопаток, у которых температура корневой части лопатки ниже и прочность материала выше. Практически рационально профилировать лопатку по значениям q , лежащим в пределах $0,7 \dots 1,0$. Профилированные по длине лопатки позволяют снизить напряжения растяжения в корневой части лопатки на $30 \dots 35 \%$ по сравнению с лопаткой постоянного сечения.

Если лопатки имеют бандажную полку, то напряжения растяжения, создаваемые бандажной полкой, складываются с напряжениями от собственной массы лопатки. Напряжения от бандажной полки определяются по формуле

$$\sigma_{z_1 6} = P_6 / F_{z_1}, \quad (5.10)$$

где P_6 — центробежная сила бандажной полки — величина постоянная для всех сечений лопатки, лежащих ниже бандажной полки:

$$P_6 = M_6 r_6 \omega^2.$$

Здесь M_6 — масса бандажной полки; r_6 — радиус расположения ее центра инерции сечения.

На рис. 5.7 показано распределение напряжений в лопатке

с бандажной полкой и без нее при различных законах профилирования. Характеристики построены для

$$F_R / F_0 = 0,3 \text{ и } l / R_{cp} = 0,4.$$

Ввиду того, что площади поперечного сечения лопатки в направлении от корневой сечения к ее концу уменьшаются, напряжения от действия бандажной полки растут. Это выравнивает напряжения, и наиболее рациональный закон профилирования лопатки становится близким к $q = 1$.

Напряжения растяжения для лопаток являются основными. Они составляют в среднем $50 \dots 70 \%$ общего напряжения. При этом, что очень важно, они действуют по всему сечению лопатки, но не в отдельных точках. Поэтому приближенная оценка лопатки часто производится по напряжениям растяжения, с последующим уточнением, полным расчетом.

Величина напряжений растяжения в лопатках достигает следующих величин: для лопаток компрессоров из алюминиевого сплава — $150 \dots 200$ МПа; титановых сплавов — $200 \dots 300$ МПа; стальных сплавов — $300 \dots 400$ МПа.

Для турбинных лопаток из жаропрочных сплавов, с учетом высокой рабочей температуры, — до 300 МПа.

Определение изгибающих моментов и напряжений от действия газодинамических сил

Изгибающие моменты определяются на основании треугольников скоростей и статических давлений перед и за рабочим колесом в проекциях на координатные оси x , y , z .

Примем правую систему осей координат (рис. 5.8). Начало координат помещается в центр инерции корневой сечения. Ось x

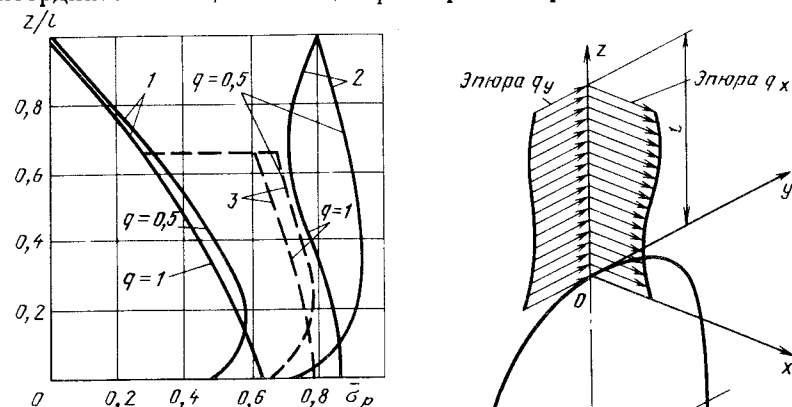


Рис. 5.7. Распределение напряжений в лопатках с бандажной полкой: 1 — напряжения при отсутствии бандажной полки (1) с концевой бандажной полкой (2) со срединной полкой (3)

Рис. 5.8. К расчету лопатки на изгиб: 1 — ось ротора

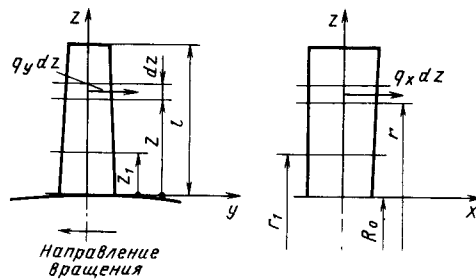


Рис. 5.9. К расчету лопатки на изгиб газодинамическими силами

направлена параллельно оси ротора в сторону осевой скорости воздуха, ось y — в сторону, противоположную окружной скорости касательно к

окружности корневых сечений лопаток. Ось z является радиальной осью.

Методика определения изгибающих моментов является общей для компрессоров и турбин. В практических расчетах отличие состоит в знаках и величинах определяющих скоростей, давлений и получаемых моментов.

Интенсивность давления на лопатку аэродинамических сил в проекциях на координатные плоскости обозначим q_x и q_y . Она определяется формулами

$$q_x = t_z [(p_1 - p_2) - \rho_1 c_{1a} (c_{2a} - c_{1a})]; \quad (5.11)$$

$$q_y = -t_z \rho_1 c_{1a} (c_{2u} - c_{1u}), \quad (5.12)$$

где t_z — шаг лопатки по окружности с координатой z , равный $2\pi r_z / n$; n — число лопаток; p , ρ , c_a , c_u — статическое давление, плотность газа, осевые и окружные скорости за и перед рабочим колесом соответственно треугольникам скоростей; $\rho_1 c_{1a}$ — массовый расход рабочего тела через лопаточную машину, отнесенный к единице проходного сечения.

Первый член в формуле (5.11) представляет собой разность статических давлений на участок лопатки, равный единице. Второй член — сила реакции, равная изменению количества движения воздуха или газа под действием лопаток. В направлении оси y интенсивность q_y определяется только изменением количества движения.

Для компрессора изменение осевых скоростей незначительно, поэтому интенсивность q_x определяется разностью статических давлений и имеет отрицательный знак. Интенсивность q_y положительна, так как лопатки компрессора создают закрутку воздуха и $c_{2u} > c_{1u}$.

Для турбины q_x имеет положительный знак, так как $p_1 > p_2$, а q_y — отрицательный, так как $c_{1u} > c_{2u}$.

Выделим на лопатке элементарный участок протяженностью dz (рис. 5.9). Компоненты газодинамических сил, действующие на элементарный участок, равны $q_x dz$ и $q_y dz$. Элементарные моменты, создаваемые этими силами в сечении с координатой z_1 , определяются формулами

$$dM_x = -q_y (z - z_1) dz; \quad dM_y = q_x (z - z_1) dz. \quad (5.13)$$

Знаки моментов в формулах соответствуют общему правилу обхода координатных осей. Интегрируя, получим полные изгибающие моменты по осям x и y :

$$M_x = - \int_{z_1}^l q_y (z - z_1) dz; \quad M_y = \int_{z_1}^l q_x (z - z_1) dz. \quad (5.14)$$

Ввиду сложности функций q_x и q_y , которые в практических расчетах задаются в виде распределения по лопатке дискретных величин, интегрирование в формулах (5.14) ведется численными методами.

На рис. 5.10 показано типичное распределение изгибающих моментов по сечениям лопаток. Для компрессорных лопаток эти моменты отрицательны (кривые 1). Это означает, что изгиб происходит в сторону, противоположную направлению окружной скорости колеса и осевой скорости воздуха. Для турбинных лопаток (кривые 2) изгибающие моменты действуют в направлении окружной скорости и по потоку газа.

В первичных ориентировочных расчетах изгибающие моменты оценивают, принимая q_x и q_y постоянными по всей длине лопатки и вычисляемыми по параметрам воздуха или газа на среднем радиусе колеса. Из (5.14) получаем

$$M_x = -q_y \cdot 0,5 (l - z_1)^2; \quad M_y = q_x \cdot 0,5 (l - z_1)^2. \quad (5.15)$$

Расчет по этим формулам является весьма приближенным и требует в последующем уточнения по формулам (5.14).

Лопатка устанавливается на рабочем колесе под некоторым углом θ к плоскости колеса (рис. 5.11). Этот угол для каждого сечения лопатки известен из газодинамического расчета. Он определяется направлением хорды профиля лопатки. Вследствие закрутки лопатки угол θ имеет свое значение для каждого сечения.

Вместе с тем главные оси инерции ξ , η сечения лопатки, начало которых расположено в центре инерции сечения, повер-

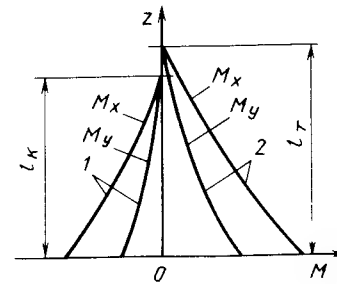


Рис. 5.10. Распределение изгибающих моментов вдоль пера лопатки

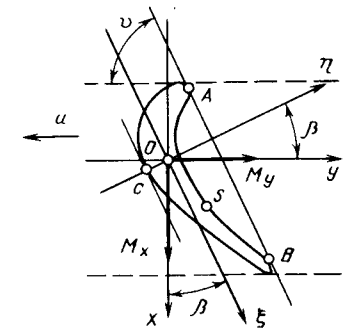


Рис. 5.11. К определению изгибающих моментов относительно главных осей ξ , η поперечного сечения лопатки

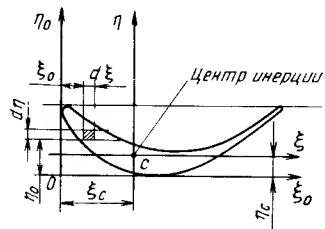


Рис. 5.12. К определению геометрических характеристик расчетного сечения лопатки

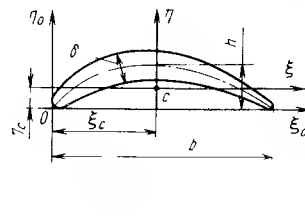


Рис. 5.13. Приближенное положение главных осей ξ, η расчетного сечения лопатки

нуты относительно осей xu на угол β . С достаточной степенью точности можно считать, что ось ξ проходит параллельно хорде. Таким образом, угол поворота осей равен $\beta = 90^\circ - \theta$.

Напряжения изгиба в любой точке расчетного сечения профиля определяются изгибающими моментами M_ξ и M_η , действующими по главным осям. Эти моменты находим как сумму проекций изгибающих моментов M_x и M_y , рассчитанных по формулам (5.14):

$$\begin{aligned} M_\xi &= M_x \cos \beta + M_y \sin \beta; \\ M_\eta &= M_y \sin \beta - M_x \sin \beta. \end{aligned} \quad (5.16)$$

Напряжение изгиба в любой точке s на контуре профиля или внутри его, имеющей координаты ξ, η , определяется по формуле

$$\sigma_s = \frac{M_\xi}{J_\xi} \eta - \frac{M_\eta}{J_\eta} \xi, \quad (5.17)$$

где J_ξ, J_η — моменты инерций сечения относительно главных осей.

Величина и знак напряжения зависят от положения точки s , от знака и величины изгибающих моментов. Как было показано, изгибающие моменты для лопатки турбины имеют положительный знак, а для лопатки компрессора — отрицательный (см. рис. 5.10).

Наибольшие напряжения возникают в точках A, B, C — наиболее удаленных от оси ξ . Это объясняется тем, что изгибающий момент M_ξ всегда имеет большое значение, а момент инерции J_ξ — минимальное. В точках A и B как у турбинных, так и у компрессорных лопаток действуют напряжения растяжения, а на спинке лопатки — в точке C — напряжения сжатия.

Напряжения изгиба складываются с учетом знака с напряжениями растяжения.

Геометрические характеристики расчетного сечения лопатки — площадь, положение центра масс, моменты инерции J_ξ и J_η определяются по правилам механики (рис. 5.12):

$$F = \int_F d\xi d\eta; \quad (5.18)$$

$$\begin{aligned} \xi_c F &= \int_F \xi_0 d\xi d\eta; \quad \eta_c F = \int_F \eta_0 d\xi d\eta; \\ J_\xi &= \int_F (\eta_0 - \eta_c)^2 d\xi d\eta; \\ J_\eta &= \int_F (\xi_0 - \xi_c)^2 d\xi d\eta. \end{aligned} \quad (5.18)$$

Ввиду сложной формы сечения лопатки интегрирование ведется численными методами. Для этого сечение лопатки разбивается на мелкие элементы. Оси ξ_0, η_0 проводятся касательно к профилю, ось ξ_0 — параллельна хорде.

Ориентировочно геометрические характеристики можно определять по приближенным формулам (рис. 5.13):

$$\begin{aligned} F &= 0,7b\delta, \quad \xi_c = 0,43b, \quad \eta_c = 0,8h, \\ J_\xi &= 0,04b\delta(\delta^2 + h^2); \\ J_\eta &= 0,04b^3\delta, \end{aligned} \quad (5.19)$$

где δ — максимальная толщина профиля; h — максимальная величина прогиба средней линии профиля. Эти приближенные формулы достаточно точны для компрессорных лопаток, менее точны для турбинных и не пригодны для полых охлаждаемых лопаток.

Изгиб лопаток инерционными силами. Компенсация напряжений изгиба

Если центры масс сечений лопатки не лежат на общей радиальной оси, то центробежная сила растяжения создает изгибающий и крутящий моменты лопатки. Величина и знак этих моментов зависят от величины и направления смещения сечений с радиальной оси.

Обозначим $x_c(z)$ и $y_c(z)$ — смещения центров сечений в проекциях на координатные оси (рис. 5.14). Рассмотрим элементарный участок лопатки протяженностью dz , расположенный на расстоянии z от корневого сечения. Центробежная сила элементарного участка равна

$$dP_j = r\omega^2 dm, \quad (5.20)$$

где $dm = \rho F dz$.

Вследствие смещения центра сечения на величину y_c направление силы составляет угол φ с осью z . Проекции центробежной силы на координатные оси равны

$$dP_{jy} = dP_j \sin \varphi; \quad dP_{jz} = dP_j \cos \varphi. \quad (5.21)$$

Проекция $dP_{jx} = 0$, так как центробежная сила перпендикулярна оси вращения, а следовательно, и оси x .

Подставляя в (5.21) выражение (5.20) и имея в виду, что $r \sin \varphi = y_c$, а $\cos \varphi = 1$, ввиду малости угла φ формулы (5.21) приведем к виду

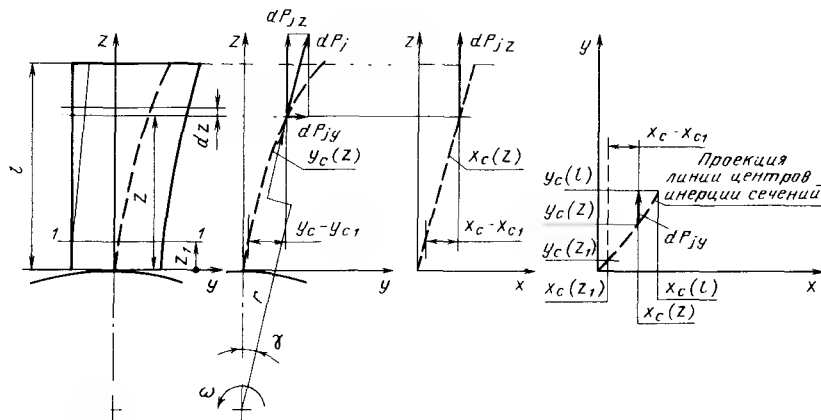


Рис. 5.14. К определению изгибающих моментов в сечениях лопатки от действия центробежных сил

$$dP_{jy} = \rho \omega^2 F y_c dz, \quad dP_{jz} = \rho \omega^2 F (R_0 + z) dz. \quad (5.22)$$

Изгибающие моменты, создаваемые в сечении с координатой z_1 элементарной силой, выражаются формулами

$$dM_{jx} = dP_{jz} (y_c - y_{c1}) - dP_{jy} (z - z_1); \quad (5.23)$$

$$dM_{jy} = -dP_{jz} (x_c - x_{c1}),$$

а крутящий момент — формулой

$$dM_{jz} = dP_{jy} (x_c - x_{c1}). \quad (5.24)$$

Крутящий момент мал и при расчете напряжений не принимается во внимание. Расчет крутящих моментов производится в тех случаях, когда необходимо оценить деформацию кручения лопатки, о чем сказано ниже.

Знаки в формулах (5.23) и (5.24) даны в соответствии с правилом обхода осей координат и в предположении положительных знаков смещений центров сечений x_c и y_c . Подбор этих смещений для компрессорных и турбинных лопаток рассматривается далее.

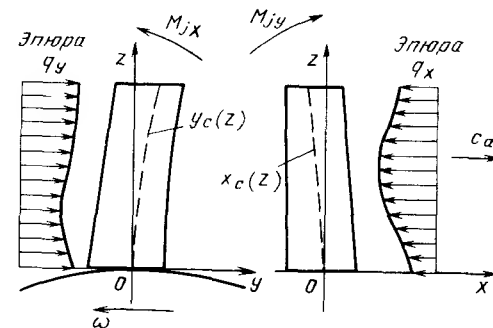
Подставляя в (5.23) выражения сил (5.22) и произведя интегрирование в пределах z_1, l , получаем в окончательном виде формулы изгибающих моментов лопатки инерционными силами:

$$M_{jx} = \rho \omega^2 \int_{z_1}^l F(z) [(R_0 + z) (y_c - y_{c1}) - y_c (z - z_1)] dz; \quad (5.25)$$

$$M_{jy} = -\rho \omega^2 \int_{z_1}^l F(z) (R_0 + z) (x_c - x_{c1}) dz. \quad (5.26)$$

Значения y_c и x_c , стоящие под интегралом, являются конструктивными функциями, изменяющимися по длине лопатки, т. е. функциями z . Ввиду сложности подинтегрального выражения

Рис. 5.15. Направления смещений центров масс сечений для лопаток компрессоров



вычисление интегралов производится численными методами, обычно с помощью ЭВМ.

Подбором смещений x_c и y_c вдоль оси лопатки можно получить любое распределение изгибающих моментов от инерционных сил по длине лопатки. Если смещения y_c сделать с положительным знаком, то M_{jx} — момент в плоскости колеса — будет иметь положительный знак, т. е. лопатка будет изгибаться в сторону вращения колеса. Если сделать положительными x_c , то M_{jy} — момент в осевой плоскости — будет иметь отрицательный знак, т. е. лопатка будет изгибаться в сторону входа на рабочее колесо. Это свойство используется для того, чтобы разгрузить лопатку от изгиба газовыми силами. Смещения x_c и y_c подбираются так, чтобы инерционный изгибающий момент противодействовал газодинамическому. Подбор ведется по изгибающим моментам в корневом сечении, как наибольшим.

Для корневого сечения в формулах (5.25) и (5.26) следует положить $z_1 = 0$, $x_{c1} = 0$, $y_{c1} = 0$. Тогда эти формулы примут вид

$$M_{jx0} = \rho \omega^2 \int_0^l F(z) R_0 y_c dz; \quad (5.27)$$

$$M_{jy0} = -\rho \omega^2 \int_0^l F(z) (R_0 + z) x_c dz. \quad (5.28)$$

Как показано на рис. 5.10, для лопаток компрессора газодинамические моменты имеют отрицательный знак. Поэтому инерционные моменты должны быть положительными, для чего смещения y_c должны быть положительными, а x_c — отрицательными (рис. 5.15).

Для лопаток турбины газодинамические моменты положительны, поэтому M_{jx} и M_{jy} должны быть отрицательны. Следовательно, смещения y_c должны быть отрицательны, а x_c — положительны (рис. 5.16).

Описанная разгрузка лопаток моментом от инерционных сил получила название компенсации. Общее правило компенсации для компенсации изгиба смещения сечений лопаток с радиальной оси должны производиться в сторону действия газодинамических сил. Для компрессора — в сторону, противоположную направлению окружной скорости колеса и осевой скорости воздуха, для

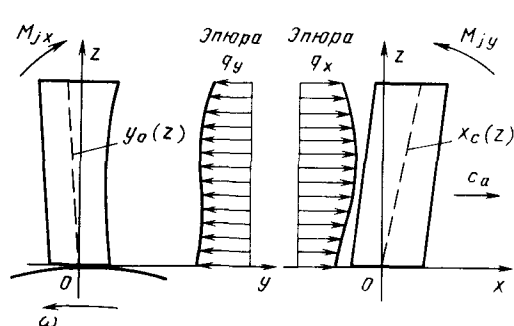


Рис. 5.16. Направления смещений центров масс сечений для лопаток турбин

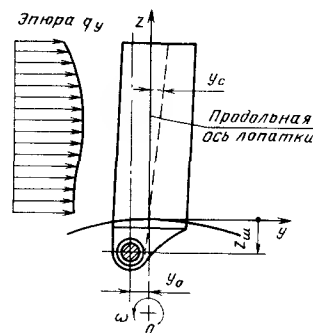


Рис. 5.17. К определению положения шарнира компрессорных лопаток с шарнирным креплением

турбин — наоборот, в сторону окружной скорости и по потоку газа.

Степень разгрузки в каждой плоскости определяется отношением

$$\lambda = M_{j0}/M_{r0}, \quad (5.29)$$

т. е. обычно разгрузка частичная, поэтому коэффициент λ лежит в пределах 0,6 ... 0,8.

Для двигателей, предназначенных для работы на больших высотах, где газодинамические силы становятся незначительными, коэффициент разгрузки берется меньшего значения. В противном случае будет преобладать обратный изгиб лопатки инерционными силами.

Для двигателей малых и средних высот полета коэффициент λ берется большего значения.

Подбор компенсирующих сдвигов сечений лопатки создает дополнительные трудности при ее проектировании. Увязывая газодинамические профили, площади поперечных сечений вдоль лопатки, технологичность формы пера, практически возможно лишь приближенно выполнить необходимый сдвиг сечений. Более точно компенсация изгиба может быть достигнута путем установки лопатки на рабочем колесе с наклоном в ту или иную сторону относительно радиальной оси. Направление наклона должно соответствовать рис. 5.15 или 5.16. Это достигается поворотом базовой оси замка лопатки, т. е. пазы елочного замка в турбине или клинового паза в компрессоре должны выполняться не радиально, а с определенным наклоном, или само перо лопатки относительно ножки должно иметь наклон.

Сдвиг сечений лопатки при проектировании пера и наклон ее оси определяют окончательное положение линии центров масс сечений, которое позволяет точно рассчитать с помощью формул (5.27) и (5.28) изгибающие моменты инерционных сил и коэффициент λ .

Расчет напряжений изгиба от суммарного воздействия газодинамических и инерционных сил производится по формулам (5.16) и (5.17).

5.1.3. Расчет шарнирной лопатки

Если лопатка имеет шарнирное крепление, то всегда она занимает такое положение, при котором суммарный изгибающий момент относительно центра шарнира равен нулю. Для правильного положения лопатки необходимо определить место шарнира относительно продольной оси лопатки, проходящей через центр масс корневого сечения, перпендикулярный аэродинамическим сечениям лопатки. На номинальном режиме работы двигателя ось должна иметь радиальное направление. Положение шарнира относительно продольной оси определяется размером y_0 (рис. 5.17). Условием для определения y_0 является равенство

$$M_{jx0} = M_{rx0}, \quad (5.30)$$

где M_{rx0} определяется по формулам (5.14). Нижний предел интеграла следует брать равным $z_{ш}$ со знаком минус. Момент газодинамических сил не зависит от размера y_0 .

Момент M_{jx0} определяется по формуле (5.25). В этой формуле вместо y_c следует брать сумму $(y_c + y_0)$, а $z_1 = -z_{ш}$. Таким образом, искомая величина y_0 входит в левую часть равенства (5.30).

На нерасчетных режимах работы двигателя, вследствие изменения соотношения величин газодинамических и инерционных сил, лопатки будут отклоняться вправо или влево. Углы наибольших отклонений лопатки от номинала определяются по тому же условию (5.30). При этом размер y_0 является уже известным, эпюра газодинамических сил и угловая скорость колеса задаются согласно режиму двигателя, а угол φ (рис. 5.18) отклонения продольной оси от номинала ищется подбором. Предельные углы отклонения лопатки необходимо знать для определения размещения лопаток и избежания их соударений.

Перо шарнирной лопатки, несмотря на наличие шарнира, подвергается действию изгибающих моментов. Расчет изгибающих моментов в сечении лопатки с координатой z_1 производится по формулам (5.14) и (5.25), (5.26). При этом угол отклонения лопатки φ на рассчитываемом режиме является известной величиной, найденной по условию равновесия (5.30). Поэтому в формулах (5.25), (5.27) координаты смещения сечений вместо y_c должны браться в виде суммы

$$y_{c.ш} = y_c + y_0 + \varphi(z + z_{ш}).$$

Знак угла отклонения φ может быть как положительным, так и отрицательным в зависимости от режима работы двигателя, высоты полета, угловой скорости колеса. Само собой разумеется, что суммарный изгибающий момент $M_x = M_{jx} - M_{rx}$ благодаря

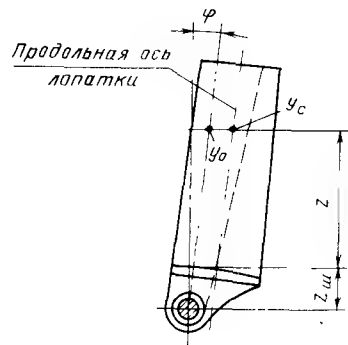


Рис. 5.18. К определению предельных углов отклонения шарнирной лопатки на нерасчетных режимах

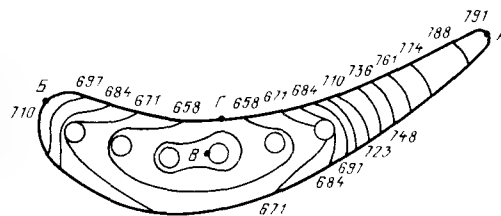


Рис. 5.19. Температурное поле в среднем сечении турбинной охлаждаемой лопатки на режиме длительной работы. Цифры указывают температуры изотерм в градусах Цельсия

наличию шарнира будет иметь небольшую величину, но в другой плоскости $M_y = M_{jy} - M_{ry}$ может иметь обычное, достаточно большое значение.

После определения изгибающих моментов дальнейший расчет напряжений изгиба производится по общей методике с помощью формул (5.16) и (5.17).

Суммарное напряжение в отдельных точках сечения от действия растягивающих и изгибающих моментов определяется по формуле

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{N}{F} + \frac{M_{\xi r} - M_{\xi j}}{J_{\xi}} \eta_{\Sigma} - \frac{M_{\eta r} - M_{\eta j}}{J_{\eta}} \xi_{\Sigma}, \quad (5.31)$$

где N — суммарное усилие растяжения от действия центробежных сил части лопатки и бандажной полки, расположенных выше расчетного сечения; η_{Σ} , ξ_{Σ} — координаты рассчитываемой точки в сечении.

5.1.4. Температурные напряжения в лопатках турбин

Общие сведения

Одним из эффективных путей улучшения параметров двигателя является повышение температуры газов перед турбиной. В связи с этим возникает много проблем, связанных с обеспечением длительной и надежной работы элементов конструкции турбин. Прежде всего это касается рабочих лопаток, на напряженное состояние которых значительное влияние оказывают температурные напряжения. Температурные напряжения в лопатке возникают при неодинаковой температуре материала в поперечном сечении. Эти напряжения тем больше, чем больше разница между максимальной и минимальной температурой в сечении лопатки. Неравномерность температурного поля по сечению связана с конструкцией охлаждающей полости лопатки, с условиями подвода и отвода тепла. Так, например, на рис. 5.19 приведено распределение

температур в среднем сечении охлаждаемой шестиканальной лопатки [5]. Если бы лопатка имела другую систему охлаждения, скажем, дефлекторную, или пленочную, то распределение температуры по сечению было бы другим.

Значительные нестационарные перепады температур возникают при изменении режимов работы двигателя.

На рис. 5.20, а показано изменение частоты вращения ротора турбины на режимах запуска I, малого газа II, быстрого выхода на режим III, максимальной мощности IV, промежуточного уменьшения частоты вращения V, длительного режима работы двигателя, и, наконец, останова VII. На рис. 5.20, б приведены соответствующие изменения температур для точек А, Б, В, Г (см. рис. 5.19) поперечного сечения шестиканальной лопатки [6].

Приведенные характеристики показывают значительные изменения температур как в целом по сечению, так и между отдельными его точками. При уменьшении частоты вращения (режим VII) температура кромок понижается быстрее, чем в центре сечения, вследствие чего разность температур кромок и центра сечения меняет знак. Эти особенности нестационарных температурных полей учитываются при оценке термочувствительности лопаток.

При нестационарных режимах значительная неравномерность температур в поперечном сечении может возникнуть не только в охлаждаемых, но и в неохлаждаемых лопатках турбин.

Таким образом, величина температурных напряжений в каждой точке сечения лопатки будет зависеть от распределения температуры по сечению, конструкции и геометрических размеров сечения, материала лопатки и способа ее охлаждения.

Расчетная прочность лопаток оценивается по опасности кратковременного и длительного статического разрушения и малоциклового усталости.

Необходимые запасы прочности, обеспечивающие надежную работу лопаток, устанавливаются по опыту эксплуатации аналогичных изделий. Оценивается также удлинение пера лопатки от действия инерционных сил и нагрева, что необходимо для назна-

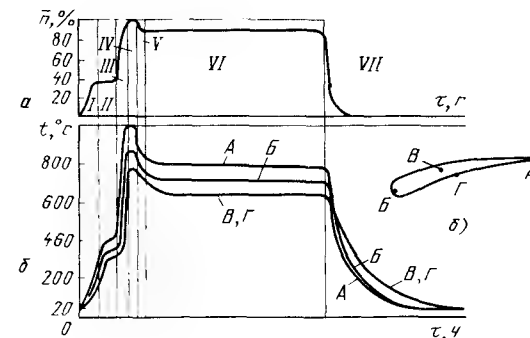


Рис. 5.20. Изменение частоты вращения ротора (а) и температуры характерных точек поперечного сечения охлаждаемой турбинной лопатки (б) по режимам работы двигателя

чения радиальных зазоров между ротором и статором турбины, а при наличии бандажных полок — для оценки натягов между ними.

Расчет температурных напряжений, так же как и при расчете лопатки на прочность, основан на одномерной стержневой теории, т. е. предполагается, что при нагреве и деформациях лопатки сечения остаются плоскими.

Расчет температурных напряжений

Рассмотрим элементарный участок лопатки протяженностью Δz вдоль оси z (рис. 5.21). Площадь поперечного сечения элемента, положение главных осей ξ и η относительно осей x и y определяются общей формой пера лопатки. На элемент действуют продольная сила N и изгибающие моменты M_ξ и M_η . Кроме того, элемент нагрет, но распределение температур нагрева по его сечению неравномерно.

Считаем, что площадь поперечного сечения элемента, силовые факторы и температуры в пределах Δz не меняются. Под действием сил и моментов, а также вследствие температурных расширений материала элемент деформируется.

Рассматривая одноосное напряженное состояние и исходя из гипотезы плоских сечений, определяем перемещения нижнего сечения элемента параметрами w_0 , φ_ξ , φ_η , а верхнего — $w_0 + \Delta w_0$; $\varphi_\xi + \Delta \varphi_\xi$; $\varphi_\eta + \Delta \varphi_\eta$, где w_0 — перемещение центра сечения, а φ_ξ и φ_η — углы поворота сечения по осям ξ и η соответственно. Положительное направление отсчета углов соответствует правилу обхода осей координат.

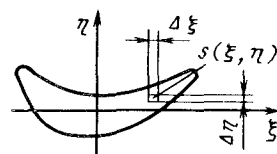
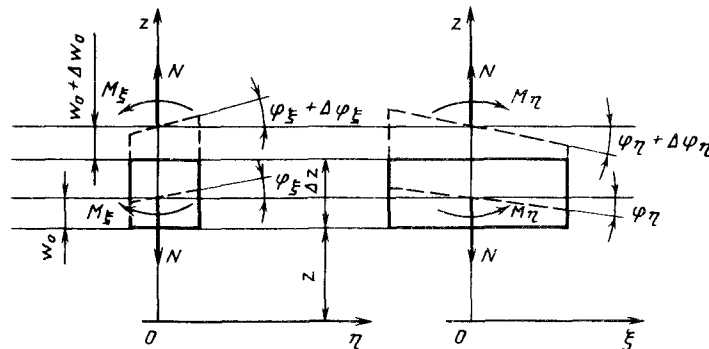


Рис. 5.21. К расчету температурных напряжений в турбинной лопатке

Растяжение волокна элемента в любой точке s с координатами ξ и η определяется суммой

$$\Delta w = \Delta w_0 + \eta \Delta \varphi_\xi - \xi \Delta \varphi_\eta. \quad (5.32)$$

Разделив каждый член выражения на Δz и рассматривая предел отношений, получим то же выражение в относительных величинах:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 + \eta \chi_\xi - \xi \chi_\eta, \quad (5.33)$$

где

$$\chi_\xi = \frac{d\varphi_\xi}{dz}; \quad \chi_\eta = \frac{d\varphi_\eta}{dz}.$$

С другой стороны выражение для определения деформации можно представить в виде суммы

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + \alpha t + \varepsilon^0. \quad (5.34)$$

Первый член представляет собой растяжение волокна под действием силовой нагрузки, второй — его температурное удлинение, третий член учитывает наличие ползучести материала.

Приравнявая (5.33) и (5.34), получаем формулу, связывающую деформацию элемента в целом с факторами нагружения отдельных точек:

$$\varepsilon_0 + \eta \chi_\xi - \xi \chi_\eta = \frac{\sigma}{E} + \alpha t + \varepsilon^0. \quad (5.35)$$

Отсюда формула распределения напряжений по сечению лопатки принимает вид

$$\sigma = E (\varepsilon_0 + \eta \chi_\xi - \xi \chi_\eta - \alpha t^0 - \varepsilon^0). \quad (5.36)$$

Формула содержит три неизвестных параметра — ε_0 , χ_ξ , χ_η , для определения которых используются уравнения равновесия внешних и внутренних сил в сечении:

$$\begin{aligned} \int_F \sigma dF &= N; \\ \int_F \sigma \eta dF &= M_\xi; \\ \int_F \sigma \xi dF &= -M_\eta. \end{aligned} \quad (5.37)$$

Подставив в эти формулы выражение (5.36), получим три уравнения, из которых определяются искомые неизвестные.

С их помощью можно рассчитать распределение напряжений по сечению лопатки с учетом переменной температуры и ползучести материала.

Распределение температур по сечению лопатки и связанные с ним значения модулей упругости и степеней ползучести материала являются нелинейными зависимостями от координат точек ξ и η . Поэтому раздельный расчет напряжений от действия инер-

ционных, газовых и температурных сил с последующим их суммированием может дать существенные погрешности. В этой связи система равенств (5.36), (5.37) является универсальной и единой для расчета прочности лопаток турбин на основе стержневой теории и принципа плоских сечений Кирхгофа-Лява. Расчет по изложенной методике с помощью ЭВМ весьма совершенен, не представляет затруднений и производится путем численного интегрирования. Результаты расчета дают полное представление о распределении напряжений в любом поперечном сечении лопатки, что особенно важно для охлаждаемых полых лопаток.

Однако возможны некоторые упрощения расчета. Если записать равенства (5.37) в развернутом виде, подставив в них выражения (5.36), то в числе слагаемых будут иметь место интегралы

$$\int E \xi dF; \int E \eta dF; \int E \xi \eta dF.$$

Численные значения интегралов равны статическим и центробежным моментам инерции сечения. Относительно главных осей эти интегралы равны нулю и определяют их положение. В этом случае слагаемые с приведенными интегралами из формул искомым параметрам ε^0 , χ_ξ и χ_η исключаются и формула (5.36) принимает следующий общий вид [5]:

$$\sigma_s = E \left\{ \frac{N + \int_F E (\alpha t + \varepsilon^0) dF}{\int_F E dF} + \eta \frac{M_\xi + \int_F E (\alpha t + \varepsilon^0) \eta dF}{\int_F E \eta^2 dF} - \xi \frac{M_\eta - \int_F E (\alpha t + \varepsilon^0) \xi dF}{\int_F E \xi^2 dF} - \alpha t - \varepsilon^0 \right\}, \quad (5.38)$$

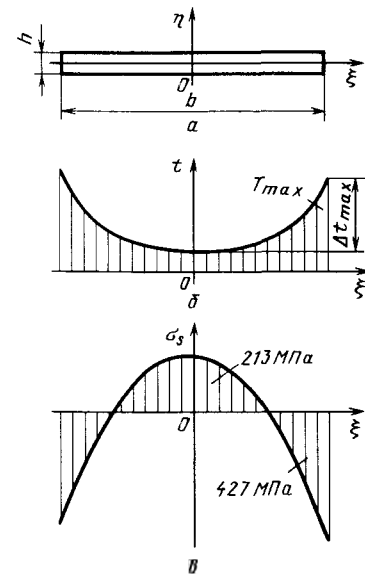
где ξ , η , t , E , α , ε^0 — координаты, температура и параметры материала в точке s сечения лопатки. Координаты приведенного центра инерции сечения, через который проходят главные оси при переменном E по сечению, определяются следующими формулами:

$$\xi_{oc} = \frac{\int_F E \xi_0 dF}{\int_F E dF};$$

$$\eta_{oc} = \frac{\int_F E \eta_0 dF}{\int_F E dF},$$

Рис. 5.22. К примеру определения температурных напряжений по ширине плоской пластины:

a — геометрия пластины; b — распределение температуры по ширине пластины; σ — распределение напряжений



где ξ_0 , η_0 — вспомогательные оси координат, выбранные произвольно относительно сечения лопатки.

Нетрудно видеть, что при $E = \text{const}$ интегралы, стоящие в знаменателе, перестают быть связанными с температурой и напряжения от внешних нагрузок становятся независимыми от распределения температур, а температурные напряжения могут определяться независимо от внешних нагрузок.

В качестве иллюстрации применения формулы (5.38) рассмотрим пример определения температурных напряжений в плоской пластине с размерами h и b (рис. 5.22, а) для простейших условий. Принимается, что внешние нагрузки отсутствуют, т. е. $N = 0$, $M_\xi = 0$, $M_\eta = 0$; модуль упругости E постоянен, $\varepsilon^0 = 0$. Для этих условий формула (5.38) принимает вид

$$\sigma_s = E \left\{ \frac{\int_F \alpha t dF}{F} + \eta \frac{\int_F \alpha t \eta dF}{J_\xi} + \xi \frac{\int_F \alpha t \xi dF}{J_\eta} - \alpha t \right\}, \quad (5.39)$$

$F = hb$; $J_\xi = hb^3/12$; $J_\eta = hb^3/12$.

Далее принимается, что изменение температуры происходит только по ширине пластины и задано степенным законом:

$$t = a_0 + a_1 \xi + a_2 \xi^2. \quad (5.40)$$

Коэффициент линейного расширения α принимается постоянным. Тогда интегралы, стоящие в числителях формулы, дадут следующие функции:

$$\int_F \alpha t dF = \alpha h \int_{-b/2}^{b/2} (a_0 + a_1 \xi + a_2 \xi^2) d\xi = \alpha h (a_0 b + a_2 b^3/12);$$

$$\int_F \alpha t \eta dF = 0, \text{ так как } \int_{-h/2}^{h/2} \eta d\eta = 0;$$

$$\int_F \alpha t \xi dF = \alpha h \int_{-b/2}^{b/2} (a_0 + a_1 \xi + a_2 \xi^2) \xi d\xi = \alpha h a_1 b^3/12.$$

Подставив вычисленные интегралы, а также функции температуры (5.40) в формулу (5.39), получим

$$\sigma_s = E \alpha a_2 (b^2/12 - \xi^2). \quad (5.41)$$

Полученная формула позволяет сделать важный общий вывод.

Если например E принимается постоянным, то равномерный нагрев и линейное изменение температуры по сечению не дают температурных напряжений, так как коэффициенты a_0 и a_1 в формуле (5.41) отсутствуют. Если продолжить степенной ряд (5.40), то в формуле напряжений и в этом случае будут отсутствовать коэффициенты a_0 и a_1 . Например, при наличии в формуле для определения температуры слагаемых $a_3\xi^3$ и $a_4\xi^4$ формула для определения напряжения будет иметь вид

$$\sigma_s = E\alpha \left[a_2 \left(\frac{b^2}{12} - \xi^2 \right) + a_3 \xi \left(\frac{3}{20} b^2 - \xi^2 \right) + a_4 \left(\frac{b^4}{8} - \xi^4 \right) \right]. \quad (5.42)$$

Обращается внимание на то, что даже незначительные перепады температур по сечению создают весьма существенные температурные напряжения. Для иллюстрации этого положения продолжим пример и зададим следующие численные значения: $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па; $\alpha = 16 \cdot 10^{-6}$; $a_1 = 0$, т. е. примем симметричное распределение температуры по сечению (см. рис. 5.22, б), перепад температур между краями и серединой пластины равен $\Delta t_{\max} = 200^\circ\text{C}$, что для большой ширины пластины весьма незначительно. Для заданных условий получим $\Delta t_{\max} = a_2 \left(\frac{b}{2} \right)^2$, откуда $a_2 = 400/b^2$.

Распределение напряжений по ширине пластины, подсчитанное по формуле (5.41) для заданных численных значений, показано на рис. 5.22, в. На краях пластины возникает напряжение сжатия, а в середине — напряжение растяжения, соответственно равные 427 и 213 МПа.

5.1.5. Запас прочности лопаток

Основным критерием прочности лопатки является запас прочности по напряжениям. Как известно, запас прочности представляет собой отношение предельного напряжения, при котором происходит разрушение материала, к наибольшему напряжению, действующему в каком-либо сечении или точке лопатки.

В качестве предельного напряжения здесь принимается предел длительной прочности. Это — напряжение, которое выдерживает материал в течение определенного времени t при рабочей температуре T . Оба индекса указываются при выборе предела длительной прочности. Тогда

$$k_\sigma = \frac{\sigma_t^T}{\sigma}. \quad (5.43)$$

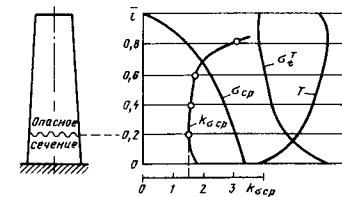
В табл. 3.5, 3.6, 3.10 и на рис. 3.60, 3.61 приведены значения σ_t^T для материалов лопаток компрессоров, на рис. 4.70, 4.71, 4.72 — аналогичные данные для жаропрочных материалов лопаток турбин.

Приведенные данные показывают, что предел длительной прочности зависит от длительности действия нагрузки: чем больше напряжение, тем быстрее наступает разрушение материала. Для турбинных лопаток весьма существенным фактором является температура: чем выше температура лопатки, тем меньше предел длительной прочности ее материала.

Действующее напряжение σ определяется расчетным путем.

Запас прочности может определяться по среднему напряжению в сечении или по местному наибольшему напряжению в отдельных точках сечения.

Рис. 5.23. Определение запасов прочности лопатки по средним напряжениям



Среднее напряжение определяется как отношение растягивающей центробежной силы к площади поперечного сечения: $\sigma_{cp} = N/F$. Изгибающие моменты и температурные напряжения продольной силы в сечении не создают. Тогда

$$k_{\sigma cp} = \frac{\sigma_t^T}{\sigma_{cp}}. \quad (5.44)$$

Задача состоит в том, чтобы найти сечение лопатки, где запас прочности имеет минимальное значение.

Для компрессорных лопаток, у которых изменение температуры вдоль лопатки незначительно, предел длительной прочности является постоянной величиной. Поэтому опасным сечением лопатки, где запас прочности имеет минимальное значение, будет или корневое сечение, или сечение, лежащее в зоне, близкой к корневому сечению.

В турбинных лопатках предел длительной прочности материала изменяется вдоль лопатки соответственно изменению температур. σ_t^T выбирается по средней температуре сечения. Опасное сечение лопатки, где запас прочности минимальный, не совпадает с сечением, где напряжение максимально. На рис. 5.23 показаны изменения напряжений и запасов прочности по средним напряжениям для турбинной лопатки. Опасное сечение находится на расстоянии $(0,25 \dots 0,4) l$ от корневого сечения.

Запас прочности по местным напряжениям определяется по суммарному напряжению в отдельных точках сечения с учетом изгибающих моментов и температурных напряжений:

$$k_\sigma = \sigma_t^T / \sigma_\Sigma. \quad (5.45)$$

Для компрессорных лопаток минимальный запас прочности будет в том сечении и в тех точках, где суммарное напряжение растяжения максимально. Такие точки лежат в зоне входной и выходной кромок лопатки. Суммарное напряжение в этих точках определяется по формуле

$$\sigma_\Sigma = \frac{N}{F} + \frac{M_\xi}{J_\xi} \eta_\xi - \frac{M_\eta}{J_\eta} \xi_\eta. \quad (5.46)$$

Следует напомнить, что суммарные изгибающие моменты M_ξ и M_η для компрессорной лопатки отрицательны (см. рис. 5.10). Координаты η_ξ точек входной и выходной кромок также отрицательны. Поэтому первые два члена формулы имеют определяющее значение, так как напряжения складываются и имеют большие величины.

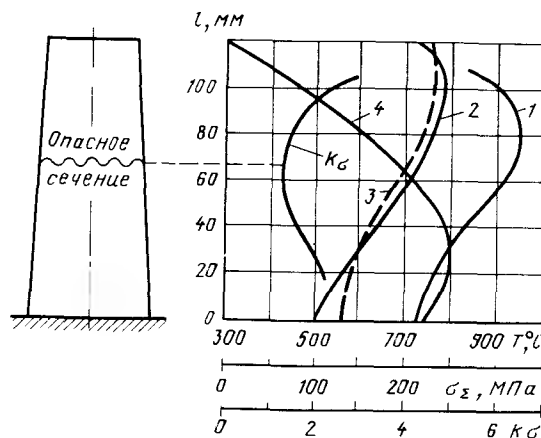


Рис. 5.24. Определение запасов прочности по суммарным местным напряжениям:

1, 3 — температура газа перед и за турбиной; 2 — температура лопатки; 4 — суммарные напряжения в характерной точке; $K_\sigma = \frac{\sigma_{\Sigma T}}{\sigma_\Sigma} \rightarrow$ запас местной прочности

Местное напряжение в турбинных лопатках определяется по формуле (5.38). Ввиду того что предел длительной прочности меньше предела текучести материала, параметр ϵ^0 пластических деформаций в этих формулах можно положить равным нулю.

В каждом сечении лопатки отыскиваются точки с минимальным запасом прочности. При большой разности температур между входной и выходной кромками и средней частью сечения лопатки опасные точки находятся на контуре средней части сечения с вогнутой стороны. Вследствие различия температур в отдельных точках, модулей упругости E и пределов длительной прочности σ_i^T точки сечения с минимальным запасом прочности не совпадают с точками максимальных напряжений.

Задача сводится к тому, чтобы с помощью формулы (5.45) найти сечение в нижней половине лопатки и точку в этом сечении, где запас прочности по местному напряжению имеет минимальное значение. На рис. 5.24 показано распределение запасов местной прочности по длине лопатки, связанное с распределением температур, по ее длине.

Запас прочности устанавливается на основании экспериментальных данных и опыта эксплуатации и доводки двигателей. Запас прочности лопаток по средним напряжениям лежит в пределах 1,5 ... 1,8 [31] и является определяющим, так как показывает общее напряженное состояние и наличие резервов прочности у лопатки, а запас прочности по местным напряжениям — в пределах 1,3 ... 1,5 [17] и показывает очаги пластических деформаций и возможных разрушений.

5.1.6. Оценка запасов длительной прочности лопаток турбин

Лопатки турбин ГТД работают на многих режимах, отличающихся уровнем напряжений и температурами. Время пребывания на каждом режиме определяется условиями эксплуатации двигателя, его рабочими и переходными режимами.

Оценка запаса прочности лопатки по одному из режимов, хотя бы и самому тяжелому, не является достаточно точной, так как работа на других режимах оставляет в материале лопатки определенные повреждения, снижая ее запас прочности.

Более точная оценка надежности лопатки, ее ресурса, основывается на представлении о повреждаемости материала лопатки за время нахождения ее под нагрузкой и возможности суммирования повреждений на всех основных режимах работы лопатки.

Простейшее допущение при суммировании повреждений, получившее широкое распространение, заключается в том, что повреждение ΔP_j , полученное за время t_j работы на режиме с определенным напряжением σ_j и температурой T_j , считается равным относительной продолжительности работы на этом режиме [5]:

$$\Delta P_j = \frac{t_j}{t_{jp}}, \quad (5.47)$$

где t_{jp} — время до разрушения при данных значениях σ_j и T_j .

Отношение t_j/t_{jp} , как правило, меньше единицы. Если окажется наоборот, что t_j больше t_{jp} , то это будет означать, что материал не выдерживает заданной длительности работы t_j с напряжением σ_j при температуре T_j .

Для определения связи между t_{jp} и действующими в опасном сечении или точке условиями нагружения σ_j и T_j можно воспользоваться степенной аппроксимацией зависимости предела длительной прочности от времени разрушения:

$$\sigma_{\text{дл}}^m t_p = C(T), \quad (5.48)$$

где $C(T)$ — постоянная величина, зависящая только от температуры; m — показатель степени, который зависит от температуры и материала (табл. 5.1 [5]). Значения m_1 соответствуют длительности t_p от 1 до 10 ч, значения m_2 — большей длительности. Константу $C(T)$ можно определить, если известен предел длительной прочности для данного материала и температуры T_j . Например,

Таблица 5.1

Материал	$T, ^\circ\text{C}$	m_1	m_2	Материал	$T, ^\circ\text{C}$	m_1	m_2
ХН77ТЮР	600	21,0	—	ЖС6К	700	21,3	—
	700	15,8	7,2		800	10,9	—
	800	12,8	5,7		900	10,3	5,9
	900	10,0	4,5		1000	—	5,0
ХН55ВМТФКЮ	700	—	14,7	ХН70ВМТЮ	1050	—	4,1
	850	14,0	6,9		600	20,0	—
	900	—	6,2		700	17,0	8,5
	950	10,8	5,4		800	12,5	6,0
					900	9,2	4,8

для сплава ЭИ437Б при $T = 700^\circ\text{C}$ предел длительной прочности равен $\sigma_{100} = 440 \text{ МПа}$. Тогда значение константы будет равно

$$C (T = 700^\circ) = 440^{7.2} \cdot 100 = 1,05 \cdot 10^{21}.$$

Зная константу, по формуле (5.48) можно определить время до разрушения t_{jp} для действующего напряжения σ_j и по формуле (5.47) — степень повреждаемости материала $\Delta\Pi_j$ за время t_j . Соответственно

$$\Delta\Pi_j = \left(\frac{\sigma_j}{\sigma_{Tjp}} \right)^m \frac{t_j}{t_p}.$$

При последовательной работе на различных режимах повреждения суммируются. Общая степень повреждения за определенный ресурс двигателя равна сумме повреждений, полученных на отдельных режимах, составляющих ресурс:

$$\Pi = \sum_{j=1}^k \Delta\Pi_j = \sum_{j=1}^k \frac{t_j}{t_{jp}} \left(\frac{\sigma_j}{\sigma_{Tjp}} \right)^m. \quad (5.49)$$

Сумма относительных повреждений должна быть меньше единицы. В противном случае это будет свидетельствовать о том, что материал лопатки не выдерживает всего заданного ресурса работы. Для новой лопатки $\Pi = 0$. По мере наработки степень повреждаемости возрастает, а надежность лопатки уменьшается. Ее можно оценивать разностью $1 - \Pi$.

Степень суммарной повреждаемости Π является важной характеристикой надежности лопатки, дополняющей оценку по запасу прочности. Она позволяет вести проектирование турбинных лопаток по ресурсу.

5.1.7. Понятия о малоциклового термической усталости лопаток

В конструкционных материалах, особенно в жаропрочных, под действием статических нагрузок происходит постепенное накопление повреждений, что приводит к их разрушению через вполне определенный промежуток времени.

Если напряжение в материале превышает предел выносливости σ_{-1} , а температура достаточно высока, то многократные изменения напряжений или температур существенно ускоряют процесс накопления повреждений и выносливость материала уменьшается в сотни и тысячи раз. В этих случаях работоспособность материала измеряется не временем до разрушения, а количеством циклов изменения напряжений и температур, которое способен выдержать материал. Например, если напряжения в материале не превосходят предела выносливости σ_{-1} , то число циклов, выдерживаемых материалом, не менее 10^7 . Если температуры высоки и в материале наряду с упругими деформациями возникают пластические, то материал способен выдержать не более $10^2 \dots 10^4$ циклов.

Различают две разновидности малоциклового нагружения. Если температура в течение всего времени сохраняется постоянной и имеет место циклическое изменение напряжений, то разрушение происходит от малоциклового усталости. Если напряжение в детали сохраняется постоянным, а происходит циклическое изменение температуры без изменения напряжения, то разрушение происходит также быстро от термической усталости.

На практике в неравномерно нагретых деталях изменение температуры всегда сопровождается изменением напряжений. Обе разновидности малоциклового нагружения существуют одновременно, дополняя друг друга. Поэтому вся область работы материала при циклическом изменении температур и напряжений получила название малоциклового термической усталости.

Долговечность деталей ГТД, таких, как, например, рабочие и сопловые лопатки, диски турбин, детали камеры сгорания, реактивного сопла, определяется малоциклового усталостью. Это определяет ресурс всего двигателя в целом.

В лопатках турбин ГТД условия малоциклового термоусталости возникают вследствие неравномерности распределения температур по объему лопатки и их изменения при смене режима работы двигателя. Эти изменения дополняются изменением внешних рабочих нагрузок.

Приведенные выше методы расчета прочности лопаток позволяют определить распределение напряжений по сечению лопатки и по ее длине с учетом распределения температур для любого режима работы двигателя. Расчеты с учетом пластических деформаций и ползучести дают значения остаточных деформаций во всех точках лопатки по истечении определенного времени работы на режиме. Эти данные являются исходными для оценки малоциклового термоусталости лопатки турбины и определения ее наиболее опасной зоны.

В случае изотермического малоциклового нагружения связь между размахом полной относительной деформации $\Delta\varepsilon$ и числом циклов до разрушения N_p дает экспериментальная зависимость Мэнсона

$$\Delta\varepsilon = D^{0.6} N_p^{-0.6} + \frac{3,5\sigma_B}{E} N_p^{-0.12}, \quad (5.50)$$

где σ_B и E — предел прочности и модуль упругости материала при температуре испытания; $D = 1/\psi$; ψ — поперечное сужение при разрыве (обычно равно 0,1 ... 0,4). Формула используется при симметричном цикле изменения деформаций.

Малоциклового термическая усталость существенно зависит от длительности цикла, т. е. от времени выдержки материала при высокой температуре. Число циклов до разрушения при этом резко уменьшается.

Таблица 5.2

Материал	$T, ^\circ\text{C}$	n	C	Длительность цикла, мин
12X18H9T	700	1,04	305	2,8
	700	0,42	160	12,0
	750	1,38	285	2,8
	750	1,20	123	12,0
	800	1,17	271	2,8
37X12H8Г8МФБ	800	1,05	186	12,0
	700	1,67	700	2,8
	700	1,62	422	12,0
	700	1,69	290	120,0
ХН77ТЮР	800	1,01	403	2,8
	800	1,70	194	12,0

Кривые термической усталости при действии циклов с выдержкой могут быть описаны уравнением Коффина

$$\Delta\epsilon^n N_p^{0,5} = C. \quad (5.51)$$

Значения постоянных n и C для некоторых материалов в зависимости от температуры испытаний и длительности цикла приведены в табл. 5.2 [5].

Термоциклическое воздействие на лопатки сочетается с постоянной нагрузкой от действия центробежных и газодинамических сил. Действие статических напряжений уменьшает число циклов до разрушения. Опыты показывают, что для деталей из жаропрочных сталей при переходе от симметричного термоцикла к пульсирующему, при равных размахах термонапряжений, число циклов до разрушения уменьшается в 15 ... 20 раз. На рис. 5.25 показана зависимость числа термических циклов до разрушения при действии статической нагрузки и без нее. Из приведенного примера видно, что число циклов уменьшается примерно в три раза. Сравнительно небольшое уменьшение объясняется тем, что статическое напряжение здесь невелико, всего 54 МПа. При статическом напряжении, превышающем 120 ... 150 МПа, происходит большое снижение числа циклов.

На рис. 5.26 приведена зависимость числа термоциклов до разрушения от размаха напряжений $\Delta\sigma$ при различных выдержках при верхней температуре цикла 800, 850 и 900°. Можно обратить внимание на то, что при увеличении размаха напряжений в два раза — с 6 до 12 МПа — число циклов до разрушения уменьшается в 60 раз при термоциклических испытаниях без выдержки; при выдержке на верхнем пределе в течение 1,5 мин — в 40 раз и при выдержке в 10,7 мин — в 12 раз.

Запасы по циклической долговечности определяются отношением

$$k_N = N_p / N, \quad (5.52)$$

где N — число циклов нагружения за время работы; N_p — число циклов до разрушения при действующем размахе напряжений $\Delta\sigma$ или деформаций $\Delta\epsilon$.

В заключение следует отметить, что термоусталость, проявляющаяся при одновременном циклическом изменении напряжения и температуры, представляет собой сложное и недостаточно изученное явление. Сложность заключается не только в оценке степени влияния множества различных факторов на термоциклические свойства материалов, но и в оценке термоциклических процессов, возникающих при эксплуатации двигателей, их связи с режимами работы двигателей и изменяемости с течением времени. Поэтому расчетные методы оценки запасов малоциклового термоустойчивости весьма приближенны. Окончательная их оценка и обеспечение надежности деталей двигателя производятся в процессе доводки двигателей на основании накопленного опыта, испытаний и специальных экспериментов.

Малоцикловая усталость материала возникает и в лопатках компрессоров, работающих при невысоких температурах и при небольших их изменениях. Малоцикловая усталость возникает в зонах концентраций напряжений, на режимах резонансных колебаний лопаток, при возникновении автоколебаний. Уровень динамических напряжений, превышающий предел выносливости материала и тем более предел пропорциональности, создает условия потери малоциклового усталости.

Малоцикловая усталость компрессорных лопаток зависит от чистоты и качества их поверхности. Наличие на поверхности и внутри материала различных дефектов, местных наклепов и особенно забоин ведет к снижению малоциклового усталости. На рис. 5.27 показаны результаты испытаний на усталость компрес-

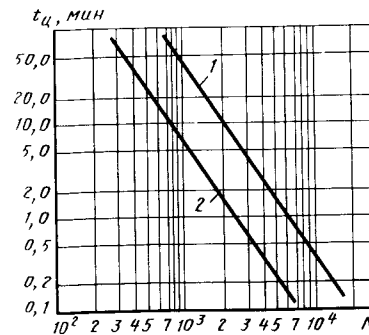


Рис. 5.25. Зависимость числа термических циклов (650 ... 450 °C) до разрушения от длительности цикла для жаропрочной стали 12X18H9T:
1 — при отсутствии статической нагрузки;
2 — при действии статической нагрузки 54 МПа

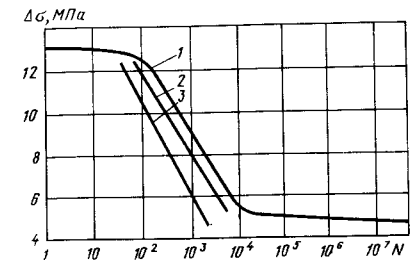


Рис. 5.26. Зависимость числа циклов до разрушения от размаха термических напряжений для сплава ЖС6К:
1 — без выдержки при верхней температуре; 2 — с выдержкой 1,5 мин; 3 — с выдержкой 10,7 мин. Пределы верхних температур, определяющих термические напряжения, — 800, 900 и 950 °C

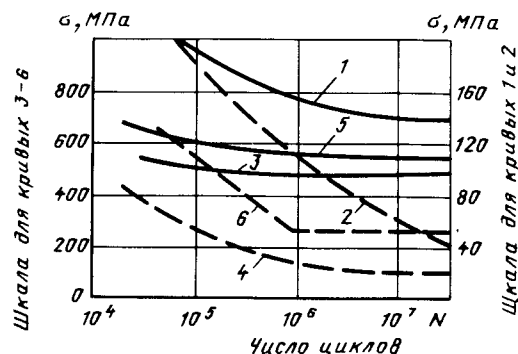


Рис. 5.27. График зависимости сопротивления усталости компрессорных лопаток при забоинах входной кромки (сплошными линиями показаны предельные напряжения неповрежденных лопаток, пунктирными линиями — с забоиной): 1, 2 — лопатки из алюминиевого сплава; 3, 4 — титановые; 5, 6 — стальные

сорных лопаток, выполненных из различных материалов, после нанесения на них одиночных забоин. Испытания показали снижение предела разрушающего напряжения в 3 ... 5 раз и появление ограничения числа циклов до разрушения.

5.2. КОЛЕБАНИЯ ЛОПАТОК

Колебания лопаток создают большие дополнительные динамические напряжения в них, вызывают усталостные явления в материале. Вследствие этого с течением времени в различных местах лопаток появляются трещины, происходит их разрушение. Статистика показывает, что причиной большинства прочностных дефектов лопаток являются колебания.

Вибропрочность лопаток в значительной степени определяет долговечность, ресурс и надежность в целом. Поэтому в процессе проектирования и эксплуатации двигателей ей уделяется большое внимание. При проектировании задача состоит в том, чтобы наиболее достоверно оценить работоспособность лопаток, создать легкую и надежную их конструкцию. В процессе эксплуатации необходимо обеспечить правильную диагностику и постоянный контроль состояния лопаток.

Лопатка, как всякая упругая конструкция, обладает спектром собственных частот и форм колебаний. Эти показатели являются определяющими, так как полностью представляют динамические свойства лопаток, их способности отзываться на различные виды воздействий, определяют колебательные процессы лопаток. Поэтому расчет и исследование спектров собственных частот и форм колебаний лопаток является первой задачей при их проектировании.

Второй задачей является выявление источников возбуждения колебаний лопаток. Большинство из них связано с особенностями конструкций двигателей, с отклонениями параметров газа по окружности рабочего колеса от расчетных с многочисленными возмущениями, возникающими в газодинамическом тракте двигателя. Главной целью здесь является определение резонансных

колебаний лопаток и связанных с ними режимов работы двигателя.

К сожалению, как правило, теоретически определить величину возмущающих сил и рассчитать амплитуды резонансных колебаний лопаток не представляется возможным. Резонансные колебания и факторы, влияющие на них, исследуются экспериментально и при натурных испытаниях двигателей.

Резонансные колебания, сопровождающиеся большими амплитудами и напряжениями в лопатках, не допускаются на эксплуатационных режимах двигателей. Поэтому разрабатываются и применяются различные мероприятия для устранения резонанса лопаток и снижения уровня их вибраций в любом проявлении.

5.2.1. Виды и формы колебаний лопаток

Если лопатку представить весьма упрощенно, в виде плоской пластины, закрепленной в виде заделки с одной стороны (рис. 5.28), то можно разделить формы колебаний лопаток на три вида: изгибные, крутильные и пластиночные. Внутри каждого вида формы отличаются числом поперечных узловых линий и имеют соответствующую нумерацию: первая форма без поперечных узловых линий, вторая — с одной, третья — с двумя линиями и т. д. Каждая форма имеет свою определенную частоту собственных колебаний, зависящую от размеров лопатки.

Лопатки компрессоров и турбин из-за сложности их конструктивной формы не имеют строгого деления форм колебаний. Колебания лопаток происходят по смешанным формам с преобладанием того или иного вида. Например, изгибные колебания на низких частотах сопровождаются не ярко выраженными крутильными деформациями, но по мере возрастания частоты на лопатке появляются продольные узловые линии, четко выражающие изгибно-крутильные формы. Затем на высоких частотах возникают пластиночные формы колебаний со все усложняющейся конфигурацией узловых линий.

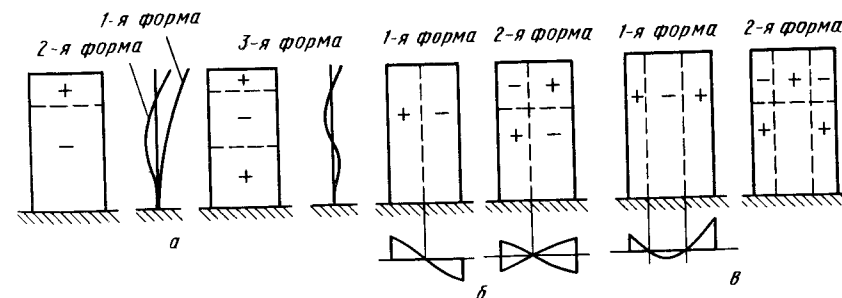


Рис. 5.28. Формы колебаний лопатки.

а — изгибные формы, б — крутильные формы, в — пластиночные формы

На практике формы колебаний лопаток различают по частоте, нумеруя их по порядку возрастания собственной частоты, а различия и сложность форм колебаний учитываются при выборе методов расчета собственных частот и форм колебаний. Изгибные формы колебаний поддаются достаточно точно расчетам сравнительно простыми методами, расчет высших изгибно-крутильных и пластиночных форм производится методами теории пластин и оболочек. В последнее время для расчета сложных форм колебаний лопаток широко используется весьма совершенный метод конечных элементов.

Изгибные формы являются наиболее широкой разновидностью колебаний лопаток. Они всегда присутствуют на работающем двигателе. Из-за многообразия форм практически не представляется возможным избавиться от всех форм колебаний в пределах рабочих частот вращения рабочих колес компрессоров и турбин. Приходится определять частоты собственных колебаний и тщательно контролировать величину их амплитуд и вызываемых напряжений.

Если центры тяжести сечений лопатки не лежат на общей радиальной оси, то изгибные колебания сопровождаются крутильными деформациями лопаток. Но при небольшом искривлении продольной главной оси лопатки крутильные деформации оказывают незначительное влияние на изгибные колебания и они не учитываются.

Если лопатка имеет естественную закрутку, то ее колебания становятся пространственными, но изгибный характер сохраняется.

5.2.2. Расчет собственных частот изгибных форм колебаний

Расчет частот плоских однородных пластин

При небольшой начальной закрутке лопатки можно пренебречь ее влиянием на собственные частоты и рассматривать колебания лопатки в плоскости ее наименьшей жесткости как плоской пластины переменного поперечного сечения (рис. 5.29).

Дифференциальное уравнение изгибных колебаний получится на основе трех следующих уравнений:

$$dM + Qdx = 0; \quad (5.53)$$

$$dQ + qdx = 0;$$

$$M = EJ \frac{d^2 y}{dx^2}.$$

Первые два уравнения представляют собой условия равновесия моментов и сил бесконечно малого элемента пластины, третья формула связывает ее изгибную деформацию с изгибающим моментом. В формулах J — момент инерции сечения пластин на из-

рис. 5.29. К выводу уравнения колебаний лопатки

гиб; q — интенсивность инерционной поперечной нагрузки. Для гармонических колебаний

$$q = mYp^2, \quad (5.54)$$

где m — масса единицы длины; Y — амплитуда колебаний в данном сечении; p — угловая частота собственных колебаний (рад/с).

Решая совместно уравнения (5.53) и последовательно исключая Q и M , получаем следующее дифференциальное уравнение:

$$\frac{d^2}{dx^2} \left(EJ \frac{d^2 Y}{dx^2} \right) - mp^2 Y = 0. \quad (5.55)$$

Вводя безразмерную координату $\xi = x/l$ и разделив оба члена на постоянный параметр $E_0 J_0$ (жесткость, определяемая по размерам начального сечения), будем иметь уравнение с переменными коэффициентами

$$\frac{d^2}{d\xi^2} \left(\frac{E}{E_0} \frac{J}{J_0} \frac{d^2 Y}{d\xi^2} \right) - k^4 \frac{m}{m_0} Y = 0, \quad (5.56)$$

где m/m_0 ; J/J_0 — переменные величины, являющиеся функциями ξ в связи с изменением размеров поперечного сечения вдоль пластины; E/E_0 — переменная величина, если изменяется температура по длине; $m_0 = \rho F_0$ — удельная масса начального участка единичной длины.

Все геометрические величины, ρ и E материала, частота заключены в единственном параметре k^4 :

$$k^4 = \frac{m_0 p^2 l^4}{E_0 J_0}. \quad (5.57)$$

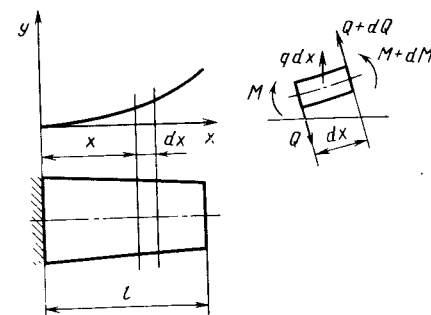
Если знать параметр k , то частоту легко подсчитать по формуле

$$p = \frac{k^2}{l^2} \sqrt{\frac{E_0 J_0}{m_0}}. \quad (5.58)$$

Параметр k определяется на основе решения дифференциального уравнения (5.56). Его решение в замкнутой форме возможно лишь для лопатки постоянного сечения. В других случаях оно решается с помощью степенных рядов или численными методами. Однако формула частоты (5.58) остается справедливой во всех случаях независимо от того, каким путем найдено решение. Вопрос сводится лишь к точности получаемого коэффициента k .

Для пластины постоянного сечения и температуры уравнение (5.56) принимает наиболее простой вид:

$$\frac{d^4 Y}{d\xi^4} - k^4 Y = 0. \quad (5.59)$$



Его общее решение составляется из четырех частных решений и может быть записано в виде

$$Y = C_1 \operatorname{ch} k\xi + C_2 \operatorname{sh} k\xi + C_3 \cos k\xi + C_4 \sin k\xi, \quad (5.60)$$

где коэффициенты C_1, C_2, C_3, C_4 определяются по задаваемым граничным условиям.

Наиболее типичным креплением рабочих лопаток является заделка корневого сечения и незакрепленный конец лопатки. Граничные условия для этого случая определяются следующими равенствами:

$$\text{при } \xi = 0 \quad Y_0 = 0, \quad \theta_0 = \left(\frac{dY}{d\xi} \right)_0 = 0; \quad (5.61)$$

$$\text{при } \xi = 1 \quad M = 0, \quad \text{т. е. } \left(\frac{d^2 Y}{d\xi^2} \right)_{\xi=1} = 0; \quad Q = 0, \quad \text{т. е.}$$

$$\left(\frac{d^3 Y}{d\xi^3} \right)_{\xi=1} = 0.$$

Согласно первым двум условиям, решение (5.60) дает

$$C_1 + C_3 = 0, \quad C_2 = -C_4.$$

Из вторых двух равенств получаем уравнения

$$C_1 \operatorname{ch} k + C_2 \operatorname{sh} k - C_3 \cos k - C_4 \sin k = 0;$$

$$C_1 \operatorname{sh} k + C_2 \operatorname{ch} k + C_3 \sin k - C_4 \cos k = 0.$$

Полученные четыре равенства дают значения искомых коэффициентов, отличных от нуля в том случае, если определитель этих уравнений равен нулю:

$$\begin{vmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 \\ \operatorname{ch} k & \operatorname{sh} k & -\cos k & -\sin k \\ \operatorname{sh} k & \operatorname{ch} k & \sin k & -\cos k \end{vmatrix} = 0. \quad (5.62)$$

Определитель можно преобразовать в уравнение

$$1 + \operatorname{ch} k \cos k = 0. \quad (5.63)$$

Это — частотное уравнение, из которого определяется параметр для формулы частоты (5.58).

Корни уравнения: $k_1 = 1,875$, $k_2 = 4,694$, $k_n = (n - 0,5) \pi$.

Другим типичным креплением лопатки является шарнирное. Для шарнирного крепления имеем следующие условия закрепления:

$$\text{при } \xi = 0 \quad Y_0 = 0, \quad M = 0, \quad \text{т. е. } \left(\frac{d^2 Y}{d\xi^2} \right)_0 = 0.$$

Вторые два условия (5.61) остаются без изменения.

Произведя решение, аналогичное первому примеру, получим частотное уравнение в виде

$$\operatorname{th} k - \operatorname{tg} k = 0. \quad (5.64)$$

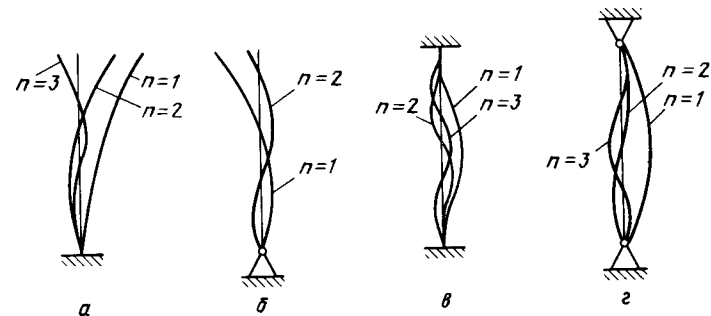


Рис. 5.30. Формы колебаний лопатки при различном закреплении их концов: а — односторонняя заделка; б — шарнирное крепление; в — двусторонняя заделка; г — двустороннее шарнирное крепление

Его корни: $k_1 = 0$, $k_n = (n - 0,75) \pi$, $n = 2, 3 \dots$

На рис. 5.30 показаны формы колебаний лопатки при заделке корневого сечения и при шарнирном креплении при частотах, определяемых с помощью найденных коэффициентов по формуле (5.58).

Квадраты коэффициентов k_n показывают соотношение собственных частот лопатки. Например, для лопатки с креплением типа заделки соотношение частот представляется числами

$$p_1 : p_2 : p_3 : p_4 = 1 : 6,28 : 17,53 : 34,36,$$

т. е. собственные частоты различных форм колебаний отличаются весьма значительно.

Для лопатки с шарнирным креплением первая частота равна нулю, поэтому сравнение идет от второй частоты:

$$p_2 : p_3 : p_4 = 1 : 3,24 : 6,76.$$

Здесь также диапазон между частотами весьма широк.

Для лопаток с бандажным кольцом и статорных лопаток условия закрепления выполнены по схеме рис. 5.30, в и г — с двусторонней заделкой или двусторонним шарнирным креплением. Для этих случаев соответственно $k_1 = 4,73$, $k_n = (n + 0,5) \pi$ и $k_1 = \pi$, $k_n = n\pi$.

Рабочие лопатки обычно имеют уменьшение площади поперечного сечения по длине.

На рис. 5.31 приведены коэффициенты частоты k_1^2 , k_2^2 и k_3^2 для лопаток, площадь поперечного сечения которых изменяется по закону

$$F = F_0 (1 - a\xi^q), \quad (5.65)$$

где коэффициентом a определяется соотношение площадей на конце лопатки и в ее корневом сечении:

$$a = 1 - F_K/F_0. \quad (5.66)$$

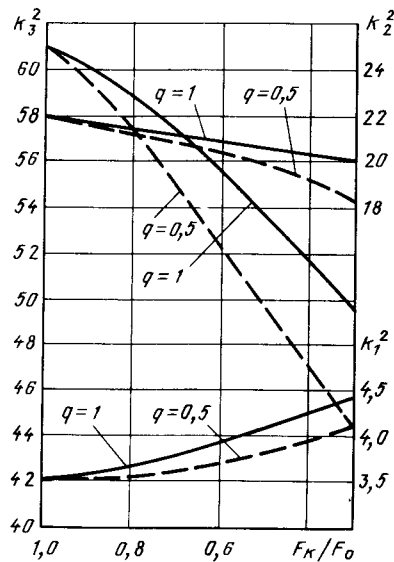


Рис. 5.31. Зависимость коэффициентов частоты для лопаток переменного сечения от соотношения площадей

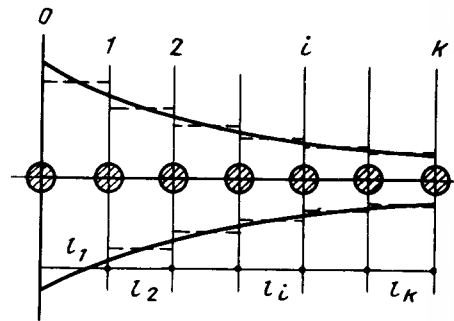


Рис. 5.32. Расчетная дискретная модель лопатки

Площади и моменты инерций сечений определялись формулами (5.19).

Приведенные данные позволяют лишь приближенно определить собственные частоты низших форм изгибных колебаний лопаток. Для более точных расчетов применяются специальные методы.

Расчет частот и форм колебаний лопаток методом начальных параметров

Метод начальных параметров является универсальным, удобен для программирования на ЭВМ, позволяет рассчитывать широкий спектр собственных частот и форм колебаний, учитывая особенность конструкций лопаток и условий их работы. Подробное изложение метода дано в гл. 7 [37].

Для расчета лопатку разбивают на ряд участков (рис. 5.32). Каждый участок переменного сечения заменяют участком постоянного сечения, равного среднему значению в пределах участка. Масса участка разносится по его концам. Таким образом, в каждом сечении будут находиться дискретные массы, равные половине масс смежных участков: $m_i = \rho F_i l_i$.

Если лопатка имеет на конце бандажную полку, то ее масса включается в последнюю дискретную массу. Если бандажная полка находится в средней части лопатки, то ее масса включается в соответствующую среднюю массу или разносится на две ближайшие массы.

Участок между массами считается невесомым. Его податливость определяется коэффициентами α_{11} , α_{12} , α_{21} , α_{22} . Для расчета лопатки используются две квадратные матрицы.

Матрица участка (см. 7.90):

$$\begin{vmatrix} 1 & l & \alpha_{12} & \alpha_{11} - \alpha_{12}l \\ 0 & 1 & \alpha_{22} & \alpha_{12} - \alpha_{22}l \\ 0 & 0 & 1 & -l \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}. \quad (5.67)$$

Матрица точечной массы (см. 7.92) при $J_s = 0$, $J_p = 0$:

$$\begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ -m_i p^2 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}. \quad (5.68)$$

Для всех участков и масс матрицы заполняются числовыми значениями согласно исходным данным.

Если температура лопатки меняется по ее длине, то изменяется и модуль упругости материала. Это необходимо учесть при расчете коэффициентов податливости участков α_{11} , α_{12} , α_{22} . Модуль упругости E следует брать по средней температуре участка. Большое повышение температуры лопатки ведет к снижению частот собственных колебаний.

Для расчета выбираем один из вариантов начальных условий в виде столбца параметров:

$$\text{а) } \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ M_0 \\ Q_0 \end{vmatrix}, \quad \text{б) } \begin{vmatrix} 0 \\ \theta_0 \\ 0 \\ Q_0 \end{vmatrix}. \quad (5.69)$$

Вариант а соответствует заделке корневое сечения; вариант б — шарнирному креплению.

После этого, задавшись некоторым значением частоты p , производим последовательное перемножение матриц параметров на квадратные матрицы. В результате для всех сечений, включая последние, получим значения всех параметров в виде числовых величин с множителями M_0 , Q_0 или θ_0 , Q_0 . Для последнего сечения это будет выглядеть так (для параметров а):

$$\begin{aligned} Y_K &= a_1 M_0 + a_2 Q_0; \\ \theta_K &= b_1 M_0 + b_2 Q_0; \\ M_K &= c_1 M_0 + c_2 Q_0 = 0; \\ Q_K &= d_1 M_0 + d_2 Q_0 = 0. \end{aligned} \quad (5.70)$$

Два последних выражения приравняются нулю, ввиду того что на конце лопатки момент и сила отсутствуют. Так как M_0 и Q_0 не равны нулю, то должно выполняться условие

$$\Delta = c_1 d_2 - c_2 d_1 = 0. \quad (5.71)$$

Если этого нет, то следует задаться другой частотой p и повторить расчет. Все значения p , которые удовлетворяют условию (5.71), являются собственными частотами колебаний лопатки. Найденные затем по уравнениям (5.70) численные значения параметров M_0 и Q_0 позволяют рассчитать все параметры во всех сечениях, построить форму колебаний лопатки, эпюры изгибающих моментов M_i и перерезывающих сил Q_i .

Для удобства программирования можно рекомендовать проведение для каждой частоты двух расчетов: например, в матрице параметров (5.69а) сначала положить $M_0 = 1$, $Q_0 = 0$, а затем — $M_0 = 0$, $Q_0 = 1$. В результате расчета в первом случае получим коэффициенты a_1, b_1, c_1, d_1 , во втором случае соответственно a_2, b_2, c_2, d_2 .

Расчет собственных частот колебаний лопатки с учетом действия центробежных сил

Действие растягивающих центробежных сил на деформацию участка матрицей (5.67) не учитывается. Для получения новой матрицы рассмотрим деформацию невесомого участка постоянного сечения с учетом действия растягивающей силы N (рис. 5.33). Начало координат помещаем в левое сечение.

Связь между кривизной упругой линии участка в сечении с координатой x и изгибающим моментом определяется известной формулой

$$M = EJ \frac{d^2 y}{dx^2}. \quad (5.72)$$

Изгибающий момент в сечении выразим с помощью усилий, действующих в начальном сечении:

$$M = M_i - Q_i x + N (y - Y_i). \quad (5.73)$$

Приравняв правые части равенств (5.72) и (5.73), получаем дифференциальное уравнение

$$EJ \frac{d^2 y}{dx^2} - Ny = M_i - Q_i x - NY_i. \quad (5.74)$$

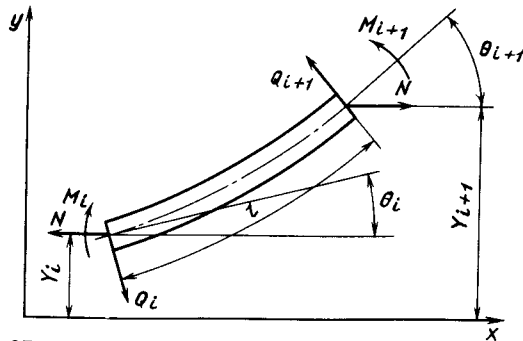


Рис. 5.33. Расчетная схема растянутого участка

Обозначим

$$N/(EJ) = v^2. \quad (5.75)$$

Тогда дифференциальное уравнение примет вид

$$\frac{d^2 y}{dx^2} - v^2 y = \frac{M_i}{EJ} - \frac{Q_i}{EJ} x - v^2 Y_i. \quad (5.76)$$

Его полное решение будет таким:

$$y = C_1 \operatorname{ch} vx + C_2 \operatorname{sh} vx - \frac{M_i}{v^2 EJ} + \frac{Q_i}{v^2 EJ} x + Y_i. \quad (5.77)$$

Постоянные C_1 и C_2 определяются из условий при $x = 0$; $y = Y_i$; $\theta = \theta_i$. Окончательно решение (5.77) примет вид

$$y = Y_i + \theta_i \frac{\operatorname{sh} vx}{v} + \frac{M_i}{v^2 EJ} (\operatorname{ch} vx - 1) + \frac{Q_i}{v^2 EJ} \left(x - \frac{\operatorname{sh} vx}{v} \right). \quad (5.78)$$

Производная этого выражения дает угол θ :

$$\theta = \theta_i \operatorname{ch} vx + \frac{M_i}{EJ} \frac{\operatorname{sh} vx}{v} + \frac{Q_i}{v^2 EJ} (1 - \operatorname{ch} vx). \quad (5.79)$$

Положив $x = l$, получим формулы прогиба конца участка и угла поворота сечения в таком виде:

$$Y_{i+1} = Y_i + \theta_i l e_1 + M_i \alpha_{12} e_2 + Q_i (\alpha_{11} - \alpha_{12} l) e_3; \quad (5.80)$$

$$\theta_{i+1} = \theta_i \operatorname{ch} vl + M_i \alpha_{22} e_1 - Q_i \alpha_{21} e_2, \quad (5.81)$$

где
$$e_1 = \frac{\operatorname{sh} vl}{vl}; \quad e_2 = 2 \frac{\operatorname{ch} vl - 1}{v^2 l^2}; \quad e_3 = 6 \frac{\operatorname{sh} vl - vl}{v^3 l^3}. \quad (5.82)$$

Формулу момента получим из (5.73), подставив в нее решение (5.78) и положив $x = l$:

$$M_{i+1} = \theta_i N l e_1 + M_i \operatorname{ch} vl - Q_i l e_1. \quad (5.83)$$

Согласно рис. 5.33 проекция на ось y дает $Q_{i+1} = Q_i$. Матричная форма связи между параметрами, согласно формулам (5.80), (5.81), (5.83), запишется так:

$$\begin{Bmatrix} Y \\ \theta \\ M \\ Q \end{Bmatrix}_{i+1} = \begin{Bmatrix} 1 & l e_1 & \alpha_{12} e_2 & (\alpha_{11} - \alpha_{12} l) e_3 \\ 0 & \operatorname{ch} vl & \alpha_{22} e_1 & -\alpha_{21} e_2 \\ 0 & N l e_1 & \operatorname{ch} vl & -l e_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{Bmatrix} \times \begin{Bmatrix} Y \\ \theta \\ M \\ Q \end{Bmatrix}_i. \quad (5.84)$$

При $N = 0$ коэффициенты e_1, e_2, e_3 принимают значение, равное единице, и матрица участка становится тождественной матрице (5.67).

Для каждого участка продольная сила N равна сумме сил всех масс, расположенных выше участка:

$$N_i = \sum_i^k m_i r_i \omega^2, \quad (5.85)$$

где r_i — расстояние от оси вращения до соответствующей точечной массы.

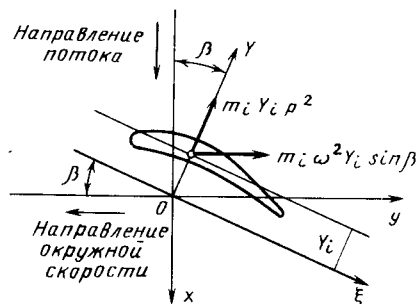


Рис. 5.34. Влияние угла β установки лопатки на возникновение инерционных сил

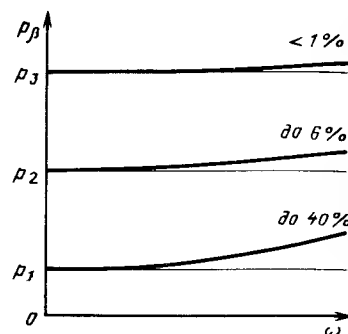


Рис. 5.35. График зависимости частоты собственных колебаний лопаток от угловой скорости рабочего колеса

Матрица (5.68) перехода через точечную массу также видоизменяется. Это связано с углом установки лопатки на рабочем колесе.

Если лопатка установлена, как обычно, под некоторым углом β к плоскости рабочего колеса (рис. 5.34), то ее прогиб на величину Y_i в плоскости колебаний дает смещение в окружном направлении на величину $Y_i \sin \beta$. Тогда возникает окружная инерционная сила на каждой точечной массе, равная $m_i \omega^2 Y_i \sin \beta$. Проектируя эту силу на плоскость колебаний и складывая ее с инерционной силой колебательного движения, получим полную поперечную инерционную силу

$$P_i = m_i (p_\beta^2 + \omega^2 \sin^2 \beta) Y_i, \quad (5.86)$$

где p_β — частота собственных колебаний при установке лопатки под углом β .

В соответствии с (5.86) матрица перехода через точечную массу примет вид

$$\begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ -m_i (p_\beta^2 + \omega^2 \sin^2 \beta) & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}. \quad (5.87)$$

Весь расчет методом начальных параметров, с применением матриц (5.84) и (8.87), производится так же, как и в разд. 5.2.2.

Если сумму, стоящую в скобках, принять за квадрат условной частоты $p^2 = p_\beta^2 + \omega^2 \sin^2 \beta$, то вместо матрицы (5.87) можно пользоваться матрицей (5.68). Тогда, определив значения p^2 , найдем частоты собственных колебаний по формуле

$$p_\beta^2 = p^2 - \omega^2 \sin^2 \beta. \quad (5.88)$$

Из (5.88) следует, что при равных всех прочих условиях угол установки β влияет на частоты собственных колебаний лопатки. Если угол β велик и плоскость колебаний лопатки близка к плоскости колеса, то влияние частоты вращения ω может оказаться значительным, особенно для первой формы. Частота может увеличиваться до 40 % (рис. 5.35). Особенно сильно это сказывается при изгибных колебаниях по первой форме, для которой частота собственных колебаний может увеличиваться до 40 %. Наличие бандажных полок на лопатках существенно усиливает действие центробежных сил, повышая частоты.

Влияние центробежных сил на частоты высших форм колебаний снижается; поэтому расчет частот начиная с третьей можно производить без учета ω .

5.2.3. Вынужденные колебания лопаток, резонансные режимы

Колебания лопаток возникают вследствие неоднородности газового или воздушного потока, поступающего на рабочее колесо из направляющих или сопловых аппаратов, и наличия вихревых струй, создаваемых различными турбулизаторами. Для каждого двигателя поле скоростей, давлений и температур газа перед рабочим колесом определяется экспериментально.

Если построить диаграмму распределения давлений торможения по окружности рабочего колеса, то кривая давлений будет иметь сложный вид (рис. 5.36). Если такую кривую разложить в ряд Фурье, то обнаружатся гармоники распределения давлений торможения по окружности колеса, начиная с первой, второй и кончая гармониками высокого порядка. Среди гармоник будут выделяться гармоники с большими амплитудами. Эти гармоники и будут являться основными возбудителями резонансных колебаний лопаток.

Порядок возбуждающих гармоник и величины амплитуд зависят от конструкции проточной части двигателя. Опыт показывает, что помимо гармоник низших порядков, которые возникают в результате суммарного воздействия всех возмущений на поток, в том числе несимметричности входного канала, в состав возбуждающих гармоник входят такие, порядок которых равен числу различных элементов конструкций, находящихся в проточной части двигателя. Например, количество стоек в переднем корпусе перед компрессором, количество пилонов в передней части камеры сгорания, число форсунок и тем более жаровых труб, неоднородность работы форсунок, число, размеры и расположение отверстий жаровых труб и т. д. Порядок наиболее высоких гармоник равен числу лопаток направляющих или сопловых аппаратов.

Каждая лопатка за один оборот получает число импульсов, равное порядку гармоники. Таким образом, частота импульсов равна

$$f = n_c s, \quad (5.89)$$



Рис. 5.36. Гармоники распределения давлений торможения по окружности рабочего колеса

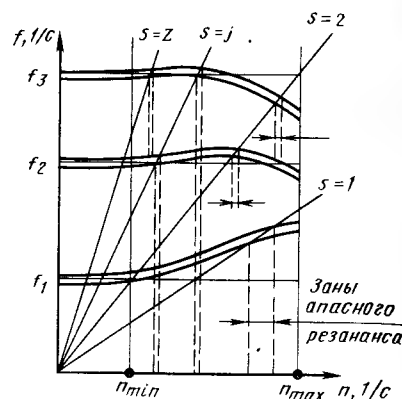


Рис. 5.37. Резонансная диаграмма лопаток

где n_c — частота вращения рабочего колеса, $1/c$; s — порядок возмущающей гармоники.

Если частота импульсов совпадет с частотой собственных колебаний лопатки, возникнут резонансные колебания с большими амплитудами и динамическими напряжениями в лопатке.

Ввиду большого числа возмущающих гармоник и отвечающих на них собственных частот колебаний лопаток определение резонансных режимов производится с помощью резонансной диаграммы (рис. 5.37).

По оси абсцисс диаграммы откладывается частота вращения ротора, включая максимальные обороты. По оси ординат откладываются частоты.

Сначала на диаграмме наносятся расчетные кривые собственных частот колебаний лопаток с учетом влияния частоты вращения, а для турбинных лопаток и температурного состояния:

$$f_{вг} = \frac{p_{вг}}{2\pi} \quad (5.90)$$

В связи с тем, что проверяется весь комплект лопаток рабочего колеса, кривая собственных частот имеет определенную ширину. Верхняя граница соответствует высокочастотным лопаткам комплекта, нижняя — низкочастотным. Ширина полосы зависит от ширины допусков на изготовление лопаток, технологии их изготовления и методики комплектования лопаток на рабочее колесо.

Характер кривых собственных частот отображает заметное воздействие частоты вращения на частоты низших форм и влияние температурного состояния лопаток, которые учитываются при расчете собственных частот. Следует иметь в виду, что при расчете собственных частот распределение температур вдоль турбинных лопаток следует брать соответственно режиму. На максимальных оборотах температуры лопаток максимальны, на крейсерских режимах, тем более на малых оборотах — температуры умеренные и низкие. Температурные графики строятся на основе опытных данных.

Линии возбуждения на резонансной диаграмме согласно (5.89) представляют собой центральные прямые с угловым коэффициентом s (при одинаковом масштабе чисел по осям диаграммы). Точки пересечения линий возбуждения с частотными характеристиками лопаток показывают частоты вращения рабочего колеса, при которых возникают резонансные колебания от действия того или иного возбудителя. Ввиду того что характеристики лопаток изображаются в виде полос, каждый резонанс захватывает соответствующую зону по частоте вращения.

При практическом определении резонансных частот можно рекомендовать различные масштабы для каждой собственной частоты лопатки, так как в пределах одной диаграммы все собственные частоты колебаний не укладываются.

Резонансная диаграмма дает необходимую информацию как в процессе проектирования, так и при экспериментальных испытаниях двигателей. В процессе проектирования с ее помощью прогнозируются резонансные частоты вращения рабочего колеса и своевременно предусматриваются мероприятия, как их избежать. В процессе эксперимента резонансная диаграмма способствует определению источника вибраций. Например, замерив частоту резонансных колебаний лопатки и определив кратность по отношению к частоте вращения, можно выявить возможные источники возбуждения и провести мероприятия для устранения резонанса.

5.2.4. Способы устранения резонансных колебаний лопаток

Надежность двигателей требует, чтобы в пределах эксплуатационных частот вращения рабочего колеса, особенно на максимальных режимах, не возникали резонансные колебания лопаток с большими амплитудами и напряжениями.

Можно назвать три вида мероприятий по устранению опасных колебаний лопаток.

Во-первых, следует устранить причины возбуждения колебаний лопаток. Мероприятия этого вида могут касаться переделки конструкции отдельных элементов двигателя, изменения и уточнения технологии изготовления определенных деталей, проведения специальных мероприятий в процессе сборки двигателя, как-то: контроль спектра собственных частот лопаток, специальный отбор лопаток в комплект на рабочее колесо, уточнение монтажных допусков и т. п.

Мероприятия второго вида касаются переделки конструкции самой лопатки с целью изменения спектра собственных частот. Повышение частот позволяет вывести резонансные режимы за пределы рабочих режимов двигателя, в область более высоких частот вращения. Понижение частоты выводит резонансные колебания в область малых частот вращения.

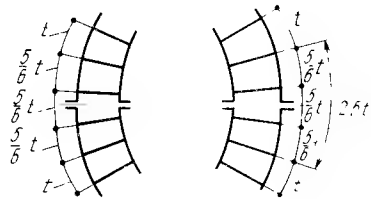


Рис. 5.38. Схема разношагицы направляющего аппарата

Переделка конструкции лопатки может касаться изменения толщины пера лопатки, закона распределения площадей вдоль пера, применения бандажных

полок или изменения их размеров, изменения расположения бандаж в средней части лопаток, изменения конструкции крепления лопаток на рабочем колесе. Все эти мероприятия должны сопровождаться расчетами для оценки их эффективности и степени необходимой переделки.

Третий вид мероприятий — создание и применение в конструкции лопаток демпфирующих устройств.

Можно привести несколько примеров конструкций лопаток, обладающих демпфирующим эффектом. Использование дефлекторов, вставляемых внутрь турбинных лопаток (см. рис. 4.33), которые можно использовать для создания сил трения при колебаниях пера лопатки. Для этого необходимо подобрать толщину стенки дефлектора, его конструкцию, посадочные натяги или зазоры.

Посадка двух турбинных лопаток в один паз с елочным замком (см. рис. 4.11). При колебаниях лопаток появляется деформация в замке лопаток и движение по плоскости их соприкосновения. При большом усилии сжатия на плоскости возникает сила трения, демпфирующая колебания. Эффективность такого способа зависит от формы зубьев елочного замка, размеров плоскости соприкосновения лопаток, от общей деформации замкового соединения.

Для нарушения периодичности возбуждения и создания аэродинамического демпфирования компрессорных лопаток может дать эффект введение разношагицы в расположение лопаток направляющих аппаратов. Для этого, например, половина лопаток направляющего аппарата смещается на половину шага по отношению к другой половине (рис. 5.38) за счет уменьшения шага лопаток решетки вблизи стыка, с одной стороны, и увеличения шага — с другой. Возможно введение групповой разношагицы. Однако следует иметь в виду, что такой способ, уменьшая или устраняя колебания одной резонансной частоты, может вызвать появление новых гармоник возбуждения, которые вызовут колебания лопаток на других частотах.

Перечисленные мероприятия по устранению колебаний лопаток в большинстве случаев касаются изменения конструкции отдельных элементов всего двигателя, что связано с большими трудностями, а в ряде случаев просто невозможно.

Экспериментальные исследования колебаний лопаток в процессе проектирования на специальных установках позволяют ре-

шить многие вопросы предупреждения опасных колебаний лопаток. Однако испытания отдельных изолированных лопаток на вибростенде и испытание на колебания отдельных рабочих колес не могут в полной мере воспроизводить условия работы ступеней в комплекте двигателя.

Поэтому становятся все более необходимыми разработка и применение универсальных математических моделей, воспроизводящих с достаточной полнотой условия работы лопаток и ступеней в составе полной конструкции двигателя. Это позволяет в процессе проектирования производить численное экспериментирование по колебаниям лопаток в системе двигателя, оценивать работоспособность создаваемых конструкций в отношении вибраций. Основой могут служить приведенные здесь методы моделирования и расчета лопаток на колебания.

5.2.5. Понятия об автоколебаниях лопаток

Автоколебания возникают при отсутствии внешних видимых причин колебаний. Частота автоколебаний практически равна частоте собственных колебаний.

Автоколебания, возникнув, могут продолжаться неограниченно длительное время. Это указывает на то, что существует некоторый механизм возбуждения, который поддерживает состояние динамического равновесия сил системы. Сразу следует отметить, что каждое автоколебательное явление имеет свой механизм. Часть из них изучена, многие известны в общих чертах, а многие остаются пока вне поля зрения.

Энергетическое понятие автоколебаний состоит в следующем. В реальных условиях всякие колебания происходят всегда с отводом энергии. Устойчивость колебаний свидетельствует о том, что имеется и подвод энергии к системе. В противном случае колебания прекратятся. На рис. 5.39 показана некоторая зависимость подводимой и отводимой энергии от амплитуды колебаний. В данном случае существует только одно равновесное энергетическое состояние при вполне определенной амплитуде $A_{ак}$ автоколебаний. Состояние устойчиво, так как при других амплитудах положительный или отрицательный баланс энергий выводит систему на автоколебательный режим.

Подводимая и отводимая энергия зависит от амплитуды колебаний. Получается, что система как бы управляет через амплитуды балансом энергии. Это коренное свойство любой автоколебательной системы. В этом скрыт механизм возникновения автоколебаний. В других системах управление балансом энергий происходит через виброскорости или с помощью того и другого.

Плоскопараллельные автоколебания лопаток. Плоскопараллельные автоколебания лопаток являются наиболее простым примером автоколебаний аэродинамической системы. На рис. 5.40 показан аэродинамический профиль единичной длины под дей-

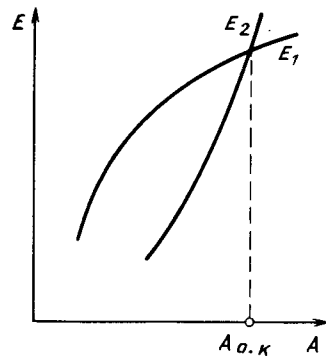


Рис. 5.39. Диаграмма баланса энергий при автоколебаниях

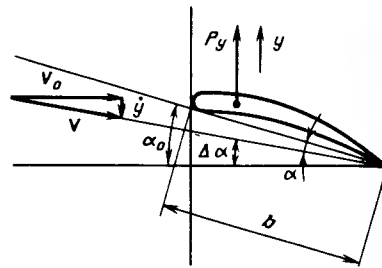


Рис. 5.40. Изменение угла атаки при плоскопараллельных колебаниях лопатки

ствием набегающего на него равномерного потока воздуха, имеющего скорость v_0 . На профиле возникает подъемная сила P_y , приложенная в центре давления:

$$P_y = c_y b \frac{\rho v^3}{2}. \quad (5.91)$$

Коэффициент подъемной силы c_y зависит от угла атаки α . Для каждого профиля эта зависимость представляется в виде характеристики (рис. 5.41).

Профиль является элементом упругой лопатки. Вследствие ее деформации под действием силы P_y профиль перемещается и занимает некоторое равновесное состояние. Считаем согласно условию задачи, что перемещение плоскопараллельное, т. е. поворота профиля не происходит.

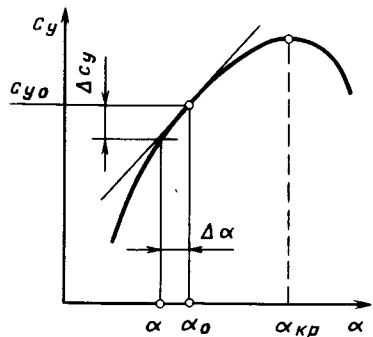
Равновесное состояние профиля в потоке может быть устойчивым или неустойчивым. В первом случае вывод профиля из равновесного состояния единичным импульсом вызовет затухающие колебания, во втором — амплитуды станут возрастать. Частота колебания в этом процессе установления будет равна частоте собственных колебаний.

Обозначим скорость колебательного движения $\dot{y}$. Угол атаки по относительной скорости будет равен (см. рис. 5.40)

$$\alpha = \alpha_0 - \dot{y}/v_0. \quad (5.92)$$

Изменение угла весьма незначительно. Тем не менее оно

Рис. 5.41. Характеристика коэффициента подъемной силы профиля



определяет динамическое состояние лопатки, так как меняется коэффициент подъемной силы.

Подъемная сила равна

$$P_y = \left(C_{y0} - \frac{dc_y}{d\alpha} \frac{\dot{y}}{v_0} \right) b \frac{\rho v^2}{2} = P_0 - \frac{dc_y}{d\alpha} \frac{\dot{y}}{v_0} b \frac{\rho v^2}{2}, \quad (5.93)$$

где $dc_y/d\alpha$ — угловой коэффициент характеристики $c_y(\alpha)$ при $\alpha = \alpha_0$, т. е. в положении статического равновесия; P_0 — подъемная сила, соответствующая α_0 .

Относительную скорость потока v можно считать равной v_0 в виду малости $\dot{y}$.

Элементарная работа аэродинамической силы за время dt

$$dL_a = P_y \dot{y} dt. \quad (5.94)$$

Скорость движения профиля при гармонических колебаниях изменяется по гармоническому закону

$$\dot{y} = p Y \cos pt, \quad (5.95)$$

где p — частота собственных колебаний; Y — амплитуда колебаний относительно положения статического равновесия, которая в процессе установления растет или уменьшается. В пределах периода ее можно считать постоянной.

Подставляя в формулу (5.94) выражения силы (5.93) и скорости (5.95), получаем формулу работы аэродинамической силы за период T :

$$L_a = \int_0^T P_y p Y \cos pt \, dt, \quad (5.96)$$

где T — период колебаний, равный $2\pi/p$.

После интегрирования в пределах периода получим

$$L_a = -\pi \frac{dc_y}{d\alpha} \frac{b}{v_0} \frac{\rho v_0^3}{2} p Y^2. \quad (5.97)$$

Из формулы следует, что на левом — рабочем участке характеристики $C_y(\alpha)$, где производная положительна, — работа аэродинамической силы отрицательна. Это означает, что аэродинамическая сила демпфирует колебания и положение статического равновесия при $\alpha = \alpha_0$ устойчиво. Случайные внешние возмущения гасятся аэродинамическими силами, и лопатка приходит в положение устойчивого статического равновесия.

Если угол атаки α_0 возрастает до значений, превышающих угол $\alpha_{\kappa p}$, то вследствие изменения знака производной $dC_y/d\alpha$ работа L_a станет положительной. Это означает, что положение статического равновесия неустойчиво — аэродинамические силы раскачивают лопатку. Такое положение может возникнуть в компрессоре при существенном уменьшении расхода воздуха через ступень, когда возникает явление помпажа. Следовательно, при

помпаже может возникнуть динамическая неустойчивость лопаток, амплитуды их колебаний и динамические напряжения достигнут чрезмерно больших величин, что недопустимо.

Вопросы для самоконтроля

1. Как определяются напряжения растяжения в лопатке от действия инерционных сил?
2. Определение изгибающих моментов и напряжений в лопатке от действия газовых и инерционных сил.
3. Каковы особенности и методика расчета температурных напряжений в лопатках турбин?
4. Оценка суммарных напряжений и запасов прочности в лопатках.
5. Каковы принципы и методы оценки запасов длительной прочности и малоциклового термоусталости лопаток?
6. Виды и формы собственных колебаний лопаток, способы определения собственных частот колебаний.
7. Как влияют и как оцениваются влияния различных конструктивных факторов и условий работы на колебания лопаток компрессоров и турбин?
8. Частотная диаграмма лопатки и определение с ее помощью резонансных частот вращения рабочего колеса.
9. Составление расчетной схемы и последовательность определения собственных частот и форм колебаний лопаток методом начальных параметров.
10. Как можно устранить резонансные колебания лопаток на рабочих режимах работы двигателя?

ГЛАВА 6

КОНСТРУКЦИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДИСКОВ КОМПРЕССОРОВ И ТУРБИН

6.1. ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ

Диски компрессоров и турбин являются наиболее ответственными и определяющими элементами конструкций газотурбинных двигателей. От совершенства конструкций дисков зависят надежность, легкость конструкций авиационных двигателей в целом.

Диски компрессоров, в соответствии с условиями работы, отличаются тонкостенностью и легкостью конструкций. Как правило, они изготавливаются из кованных и штампованных алюминиевых и титановых сплавов. Лишь для изготовления дисков высоконапорных последних ступеней компрессоров газогенераторов используются конструкционные стали.

Диски турбин из-за высоких рабочих температур и неравномерности нагрева по условиям прочности имеют более толстые стенки и массивные ступицы. Изготавливаются диски из высококачественных жаропрочных сплавов.

6.1.1. Требования к конструкции дисков

Важнейшими требованиями к конструкции дисков являются минимальная масса и высокая их прочностная надежность.

Первое требование связано с тем, что в общей массе двигателя масса всех дисков составляет 15 ... 20 %. Поэтому уменьшение массы каждого диска позволяет существенно уменьшить массу всего двигателя, т. е. улучшить основной показатель качества его конструкции.

Второе требование связано с безопасностью полетов, так как разрушение дисков в большинстве случаев приводит к самым тяжелым последствиям.

Уменьшение массы дисков достигается путем совершенствования их конструктивной формы, применения новых более легких и прочных материалов, использования более совершенной и точной технологии изготовления дисков.

Применяя самые совершенные методы оценки прочности и работоспособности дисков, исследуя с помощью ЭВМ надежность дисков в самых различных, в том числе экстремальных условиях работы, контролируя надежность и запасы прочности с помощью

натурных экспериментов, можно достичь высокой надежности дисков, а вместе с тем и двигателей при минимальной их массе.

6.1.2. Условия работы дисков ГТД

Условия работы дисков сложные и весьма тяжелые. Диски находятся под воздействием огромных радиальных инерционных сил, возникающих при вращении от лопаток и собственной массы дисков. Достаточно сказать, что каждая лопатка, закрепленная на диске, при окружной скорости на среднем радиусе лопаточной части в 300 ... 400 м/с создает растягивающую диск силу, в $(20 \dots 30) \cdot 10^3$ раз превышающую ее собственную массу. Например, лопатка, обладающая массой в 0,5 кг, создает радиальную силу в 100 ... 150 кН или 10 ... 15 т. На диске обычно размещается несколько десятков лопаток, таким образом, общая радиальная нагрузка на диски достигает нескольких сотен тонн.

Другим видом нагрузки, действующей на диски, являются газодинамические и газостатические осевые силы. Осевые газодинамические силы возникают на лопатках, а газостатические — вследствие разности статических давлений на переднюю и заднюю стороны диска. Вследствие большой поверхности, ометаемой лопатками, и собственной поверхности диска осевая сила также может достигать больших значений, исчисляясь сотнями килоньютон (десятками тонн). Эти осевые силы создают изгиб дисков. Возникающие при этом напряжения изгиба зависят от способа соединения дисков между собой и с валом, от распределения давлений вдоль радиуса диска, от мест расположения воздушных уплотнений и других конструктивных особенностей. Напряжения изгиба могут достигать больших значений, особенно в дисках компрессоров и вентиляторов, имеющих тонкие стенки и лопатки больших размеров.

Изгиб дисков происходит также от действия поперечных инерционных сил, которые возникают при эволюциях летательного аппарата и при изгибе ротора на резонансных частотах вращения. Инерционные силы могут достигать больших значений и представлять опасность при больших размерах лопаток и тонких дисках на ступенях компрессоров и вентиляторов.

Огромные напряжения возникают в дисках турбин вследствие неравномерности их нагрева на рабочих режимах. Температура диска на внешнем контуре может достигать 800 ... 900 °С, в то время как в центральной части, вследствие интенсивного отвода тепла, температура, как правило, не превышает 300 ... 350 °С. Это приводит к тому, что на внешнем контуре возникают большие термические напряжения сжатия, а в центральной части — напряжения растяжения. Это существенно снижает запасы прочности дисков вследствие сложения термических напряжений с напряжениями от инерционных сил и вследствие резкого уменьшения прочностных свойств материалов при высоких температурах.

Особые условия работы дисков возникают вследствие вибраций. Вибрации вызываются двумя причинами: неоднородностью и пульсациями воздушного и газового потоков, действующих на лопатки и диск, и механическими воздействиями со стороны смежных валов и корпусов, передающимися на диски через опоры. Вибрации становятся особенно опасными, если при определенных частотах вращения роторов возникают резонансные явления. Тогда в дисках появляются большие дополнительные динамические напряжения, которые с течением времени могут привести к появлению трещин и других дефектов на дисках, а в отдельных случаях — к немедленному разрушению дисков.

6.1.3. Разновидности конструкций дисков

Основными составными частями дисков любой разновидности (рис. 6.1) являются: обод, ступица, полотно и устройства для соединения диска с валом и между собой.

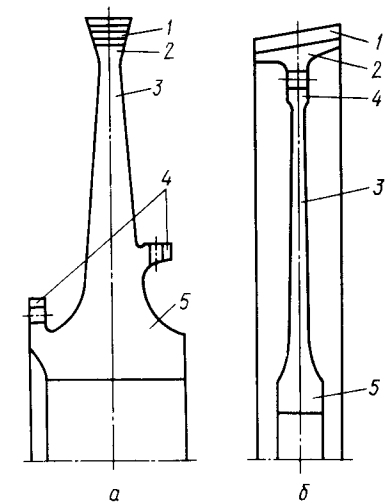
Обод служит для размещения устройств для закрепления на диске рабочих лопаток. Конфигурация обода зависит от конструкций этих устройств крепления и конфигурации проточной части компрессора или турбины. Обод диска создает дополнительные нагрузки на полотно диска, поэтому его размеры необходимо проектировать возможно меньшими.

Во многих случаях диски выполняются с центральным отверстием. Необходимость отверстия и его размеры определяются общей компоновкой компрессора или турбины и всего двигателя в целом. Наличие отверстия нежелательно. Оно снижает несущую способность диска, в зоне отверстия возникает концентрация напряжения. Для устранения отрицательного воздействия отверстия его контур усиливается — делается утолщение, или развивается ступица, с плавным переходом от полотна диска к краям ступицы. В дисках турбин, особенно при больших размерах отверстия, ступица становится весьма массивной, увеличивая массу диска.

Основной частью диска является полотно. Оно соединяет обод и ступицу. Геометрическая форма полотна определяет распределение напряжений вдоль радиуса диска.

Рис. 6.1. Конструкции дисков ГТД:

а — диск турбины; б — диск компрессора; 1 — замковая часть; 2 — обод; 3 — полотно диска; 4 — основные элементы крепления диска; 5 — ступица



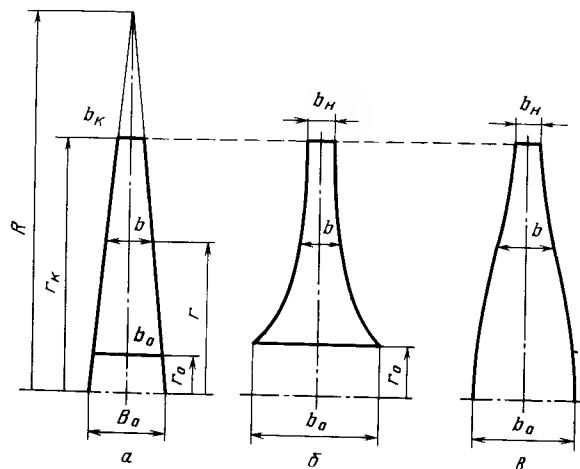


Рис. 6.2. Геометрические формы полотна диска:

a — коническая; *б* — гиперболическая ($m = 1$); *в* — равно сопротивления ($k = 3,5 \cdot 10^{-2}$; $b_0/b_k = 4$; $r_k = 20$ см)

Полотно диска может быть постоянной толщины или иметь профилированную в меридиональном сечении форму. Диски постоянной толщины, как правило, в конструкциях ГТД не применяются, так как оказываются более тяжелыми.

Диски профилированной конфигурации могут быть конические, гиперболические и равно сопротивления.

Диски конического профиля

Геометрия диска конического профиля (рис. 6.2, *a*) определяется формулой

$$b = B_0 \left(1 - \frac{r}{R} \right), \quad (6.1)$$

где B_0 , R — основание и высота треугольника, определяющего форму диска; b — толщина диска на радиусе r .

Относительная толщина диска b_k на внешнем контуре равна

$$b_k/B_0 = 1 - r_k/R. \quad (6.2)$$

Это отношение обычно лежит в пределах 0,3—0,5. Оно подбирается в процессе проектирования диска для получения требуемого, наиболее рационального распределения напряжений. Диски конического профиля наиболее распространены в конструкциях роторов ГТД, так как просты в изготовлении механической обработкой и позволяют получить достаточно легкую конструкцию дисков.

Диски гиперболического профиля

Геометрия диска гиперболического профиля (рис. 6.2, *б*) определяется формулой

$$b = a/r^m, \quad (6.3)$$

где a и m — параметры, определяющие толщину и степень ее изменения вдоль радиуса диска.

Отношение толщин диска

$$b_0/b_k = r_k^m/r_0^m \quad (6.4)$$

показывает, что с увеличением степени m толщина диска b_0 на начальном радиусе существенно возрастает по сравнению с толщиной на внешнем контуре. Практически показатель m выбирается не более 1,5. Если принять $m = 0$, то получим $b_0 = b_k$, т. е. гиперболический диск обращается в диск постоянной толщины. Таким образом, последний является частным случаем гиперболического диска.

Коэффициент a , как правило, определяется по задаваемой толщине диска на внешнем контуре, которая является минимальной:

$$a = b_k r_k^m. \quad (6.5)$$

Подбирая параметры a и m , можно добиться наиболее рационального для данной формы диска распределения напряжений.

Гиперболический профиль позволяет получить минимальную массу конструкции дисков. Однако необходимость выдерживать точную геометрическую зависимость при изготовлении дисков создает трудности в технологии. Поэтому часто гиперболическую форму заменяют более простой, составленной из прямых и дуг окружности, приближающейся к идеальной гиперболической.

Гиперболическая форма применяется для дисков с центральным отверстием, так как при уменьшении r_0 толщина b_0 резко возрастает. Если все же диск не имеет отверстия, то его центральная часть делается постоянной толщины в пределах радиуса r_0 .

Диски равно сопротивления

Форма полотна диска равно сопротивления строится по формуле (см. рис. 6.2, *в*)

$$b = b_0 e^{-mr^2}; \quad m = \frac{\rho \omega^2}{2\sigma_r}; \quad (6.6)$$

где e — основание натурального логарифма; σ_r — напряжение растяжения, постоянное для всех точек полотна диска; ρ и ω — плотность материала и угловая скорость.

Ниже рассмотрен вывод формулы (6.6), в процессе которого выясняется, что диск равно сопротивления можно получить лишь при условиях, что он не имеет центрального отверстия и отсутствует неравномерность его нагрева.

Если диск спроектирован на максимально допустимое напряжение σ_r , то его масса будет минимальной по сравнению со всеми другими вариантами дисков.

Если диск имеет центральное отверстие, то реализовать диск равно сопротивления, придав ему массивную ступицу, не представляется возможным. И лишь выполнив диск заодно с валом, можно приблизиться к диску равно сопротивления.

Однако в большинстве случаев не следует стремиться к минимальной массе формы полотна диска при максимальном напряжении. Наличие в полотне диска нецентральных отверстий или других концентраторов напряжений потребует местных утолщений и отступления от идеальной формы диска равного сопротивления. Тогда более рациональной в отношении прочности массы и в технологическом отношении окажется более простая форма полотна диска.

Итак, проектирование дисков — весьма ответственный процесс, в котором должны учитываться все особенности условий их работы и использоваться многочисленные критерии оценки работоспособности, надежности и качества конструкций дисков. К ним относят запас прочности по местным напряжениям, по осредненным предельным напряжениям, критерии динамической прочности, критерий весовой оценки. Последний отражает совершенство конструктивной формы дисков, распределение напряжений в них, рациональность использования материала, технологичность конструкции и факторы экономии.

6.2. РАСЧЕТ ДИСКОВ НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ РАСТЯЖЕНИИ

6.2.1. Основные условия и допущения

Основной нагрузкой дисков компрессоров и турбин являются центробежные силы лопаток, собственной массы дисков и присоединенных к диску круговых элементов конструкций (фланцев, лабиринтных уплотнений, барабанных оболочек и т. п.).

В дисках турбин большие дополнительные напряжения возникают вследствие неравномерности температуры диска вдоль радиуса.

При расчетах дисков принимаются следующие условия.

1. Определение распределения окружных и радиальных напряжений в диске, радиальных деформаций и запасов прочности — основная цель расчета.

2. Симметричная форма диска относительно срединной плоскости.

3. Диск является осесимметричным телом. Наличие отверстий и бобышек на полотне диска, отдельных выступов и проточек на его частях не принимается во внимание.

4. Контурная нагрузка от центробежных сил лопаток осесимметрична, действует в плоскости симметрии диска, равномерно распределена по всей поверхности внешнего контура.

5. Температура изменяется только по радиусу диска и равномерна по толщине.

6. Напряжения не изменяются по толщине диска, осевые напряжения равны нулю.

6.2.2. Вывод расчетных уравнений

Выделим в диске переменной толщины b бесконечно малый элемент (рис. 6.3), ограниченный двумя плоскостями, проходящими через ось вращения и образующими между собой угол $d\theta$,

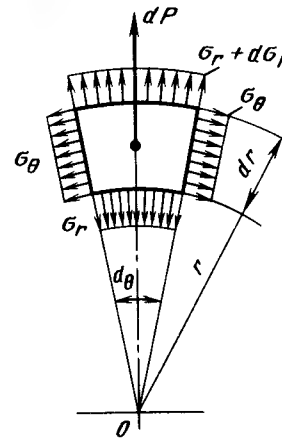


Рис. 6.3. К условию равновесия элемента диска

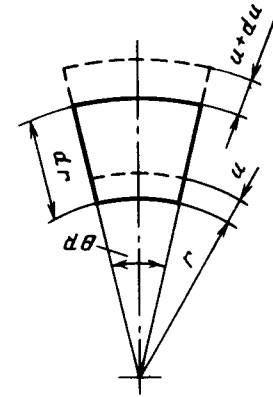


Рис. 6.4. Деформации элемента диска

и двумя цилиндрическими поверхностями, образованными радиусами r и $r + dr$.

Действие отброшенных частей диска на элемент заменим нормальными напряжениями σ_r , $\sigma_r + d\sigma_r$ и σ_θ , равномерно распределенными по граням элемента. Так как диск и нагрузки осесимметричны, напряжения являются функцией только радиуса и не изменяются вдоль окружности. По этой же причине отсутствуют касательные напряжения на гранях элемента.

Таким образом, грани выделенного элемента, с точностью до величин второго порядка малости, являются главными площадками, а рассматриваемые напряжения — главными.

Усилия, возникающие на контуре элемента, равны произведению действующего напряжения на величину площадки.

Кроме контурных сил на элемент действует центробежная сила собственной массы элемента

$$dP = r\omega^2 dm = r\omega^2 b r d\theta dr.$$

Составим уравнение равновесия сил элемента в виде суммы их проекций на радиальную ось, проходящую через центр массы элемента:

$$(\sigma_r + d\sigma_r)(b + db)(r + dr) - \sigma_r b r d\theta - 2\sigma_\theta b dr \sin \frac{d\theta}{2} + dP = 0.$$

Полагая ввиду малости $\sin \frac{d\theta}{2} = \frac{d\theta}{2}$ и сокращая общий множитель $d\theta$ как величину, характеризующую геометрический размер, получим следующее уравнение равновесия сил элемента диска:

$$d(\sigma_r b r) - \sigma_\theta b dr + \rho \omega^2 b r^2 dr = 0. \quad (6.7)$$

Это уравнение напряженного состояния диска дополняется формулами, связывающими напряжения с радиальной деформацией диска.

Для диска, находящегося в двухмерном напряженном состоянии, согласно закону Гука связь между относительными деформациями и напряжениями определяется формулами

$$\begin{aligned}\epsilon_{\theta} &= \frac{1}{E} (\sigma_{\theta} - \mu \sigma_r); \\ \epsilon_r &= \frac{1}{E} (\sigma_r - \mu \sigma_{\theta}),\end{aligned}\quad (6.8)$$

где E — модуль упругости первого рода; μ — коэффициент Пуассона.

Связь между радиальным перемещением u элемента и относительными деформациями ϵ_{θ} и ϵ_r получим из простых геометрических соотношений: перемещение элемента вдоль радиуса сопровождается его растяжением на величину du (рис. 6.4). Из-за осевой симметричности деформаций боковые грани элемента перемещаются вдоль границ угла $d\theta$, поэтому он растягивается и в окружном направлении. Относительные деформации соответственно равны

$$\begin{aligned}\epsilon_r &= \frac{du}{dr}; \\ \epsilon_{\theta} &= \frac{(r+u) d\theta - r d\theta}{r d\theta} = \frac{u}{r}.\end{aligned}\quad (6.9) \quad (6.10)$$

Подставляя (6.9) и (6.10) в (6.8), получаем

$$\frac{du}{dr} = \frac{1}{E} (\sigma_r - \mu \sigma_{\theta}); \quad (6.11)$$

$$\frac{u}{r} = \frac{1}{E} (\sigma_{\theta} - \mu \sigma_r). \quad (6.12)$$

Эти формулы связывают радиальные деформации с напряжениями в диске. Дифференцируя (6.12) и подставляя производную du/dr в уравнение (6.11), получаем второе уравнение, которое связывает между собой напряжения σ_r и σ_{θ} из условия совместности окружных и радиальных деформаций:

$$r \frac{d\sigma_{\theta}}{dr} - \mu r \frac{d\sigma_r}{dr} + (1 + \mu) (\sigma_{\theta} - \sigma_r) = 0. \quad (6.13)$$

Для удобства дальнейших решений запишем уравнение (6.7) в другом виде, решив его относительно производной σ_r :

$$\frac{d\sigma_r}{dr} - \frac{\sigma_{\theta} - \sigma_r}{r} + \sigma_r \frac{1}{b} \frac{db}{dr} = -\rho \omega^2 r. \quad (6.14)$$

Подставив производную $d\sigma_r/dr$ из (6.14) в уравнение (6.13), получим последнее в виде

$$\frac{d\sigma_{\theta}}{dr} + \frac{\sigma_{\theta} - \sigma_r}{r} + \mu \sigma_r \frac{1}{b} \frac{db}{dr} = -\mu \rho \omega^2 r. \quad (6.15)$$

Эти уравнения позволяют определить закон изменения напряжений σ_r и σ_{θ} в диске в зависимости от угловой скорости ω и формы диска.

6.2.3. Влияние конструкций диска на его напряженное состояние

На величину напряжений в диске и закон их распределения вдоль радиуса диска влияют форма полотна диска, наличие центрального отверстия и ступицы, наличие и размеры обода, величина центробежных сил лопаток, приложенных к внешнему контуру диска, угловая скорость. Рассмотрим действие этих факторов с целью выявления наиболее рациональной конструкции дисков при их проектировании.

Диски гиперболического профиля

Для дисков с центральным отверстием гиперболический профиль позволяет получить достаточно широкую гамму решений, из которой возможен выбор необходимой формы.

Закон изменения толщины диска здесь определяется формулой $b = ar^m$, поэтому $\frac{1}{b} \frac{db}{dr} = -m \frac{1}{r}$, а уравнения (6.14) и (6.15) принимают вид

$$\frac{d\sigma_r}{dr} - \frac{\sigma_{\theta}}{r} + (1 - m) \frac{\sigma_r}{r} = -\rho \omega^2 r; \quad (6.16)$$

$$\frac{d\sigma_{\theta}}{dr} + \frac{\sigma_{\theta}}{r} - (1 + \mu m) \frac{\sigma_r}{r} = -\mu \rho \omega^2 r. \quad (6.17)$$

Эти уравнения без правых частей решаются подстановкой

$$\sigma_r = C_r r^n; \quad \sigma_{\theta} = C_{\theta} r^n, \quad (6.18)$$

где C_r и C_{θ} — постоянные интегрирования.

После подстановки (6.18) в исходные уравнения получаем

$$\begin{aligned}C_r n - C_{\theta} + (1 - m) C_r &= 0; \\ -(1 + \mu m) C_r + C_{\theta} n + C_{\theta} &= 0.\end{aligned}\quad (6.19)$$

Постоянные C_r и C_{θ} могут быть отличны от нуля, если определитель, составленный из коэффициентов при этих постоянных, равен нулю:

$$\begin{vmatrix} (1 + n - m) - 1 \\ -(1 + \mu m)(1 + n) \end{vmatrix} = 0.$$

Отсюда получается уравнение, корни которого обращают определитель в нуль:

$$n^2 + (2 - m)n - m(1 + \mu) = 0.$$

Его решение — корни уравнения

$$n_{1,2} = -\frac{2-m}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(2-m)^2 + 4m(1+\mu)}. \quad (6.20)$$

Получается два решения для n . Следовательно, для C_r и C_{θ} существует две пары решений, отличных от нуля. Соотношения между этими постоянными находятся из (6.19):

$$C_{\theta i} = (1 - m + n_i) C_{r i}. \quad (6.21)$$

Тогда решения однородных уравнений (6.16) и (6.17) будут иметь два слагаемых:

$$\sigma_r = C_{r1}r^{n_1} + C_{r2}r^{n_2};$$

$$\sigma_\theta = (1 - m + n_1) C_{r1}r^{n_1} + (1 - m + n_2) C_{r2}r^{n_2}. \quad (6.22)$$

Частные решения полных уравнений (6.16) и (6.17) имеют вид $\sigma_r = B_r r^2$; $\sigma_\theta = B_\theta r^2$. Подстановка их в названные уравнения дает

$$B_r (3 - m) - B_\theta = -\rho\omega^2;$$

$$-B_r (1 + \mu m) + 3B_\theta = -\mu\rho\omega^2.$$

Отсюда получаются формулы для определения коэффициентов

$$B_r = \frac{-(3 + \mu)\rho\omega^2}{8 - m(3 + \mu)}; \quad (6.23)$$

$$B_\theta = \frac{-(1 + 3\mu)\rho\omega^2}{8 - m(3 + \mu)}. \quad (6.24)$$

Общее решение уравнений составляется как сумма общих решений (6.22) и частных решений:

$$\sigma_r = C_1 r^{n_1} + C_2 r^{n_2} + B_r r^2; \quad (6.25)$$

$$\sigma_\theta = C_1 (1 - m + n_1) r^{n_1} + C_2 (1 - m + n_2) r^{n_2} + B_\theta r^2. \quad (6.26)$$

Постоянные C_1 и C_2 определяются исходя из значений напряжения или деформаций на внешнем контуре и на контуре отверстия. Обычно задается радиальное напряжение σ_{rk} на внешнем контуре и σ_{r0} — на контуре отверстия (последнее обычно равно нулю).

Для заданных значений σ_{rk} и σ_{r0} постоянные будут вычисляться по следующим формулам:

$$C_1 = \frac{\Delta_1}{\Delta}; \quad C_2 = \frac{\Delta_2}{\Delta}, \quad \text{где } \Delta = r_k^{n_1} r_0^{n_2} - r_k^{n_2} r_0^{n_1};$$

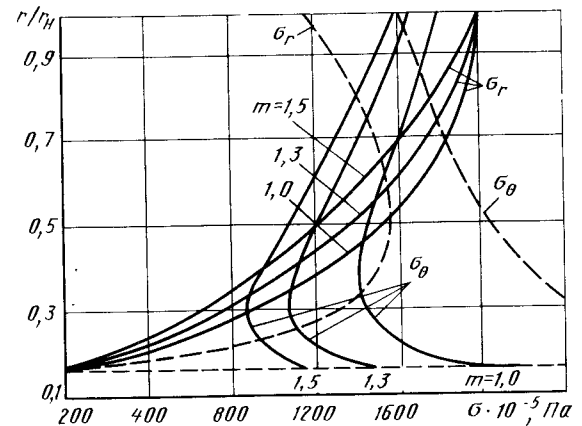
$$\Delta_1 = (\sigma_{rk} - B_r r_k^2) r_0^{n_2} - (\sigma_{r0} - B_r r_0^2) r_k^{n_2};$$

$$\Delta_2 = (\sigma_{r0} - B_r r_0^2) r_k^{n_1} - (\sigma_{rk} - B_r r_k^2) r_0^{n_1}. \quad (6.27)$$

На рис. 6.5 показано распределение напряжений в полотно дисков гиперболической формы при различных показателях m . Для всех дисков принято одинаковое напряжение и толщина диска на внешнем контуре, а $\sigma_{r0} = 0$. Пунктиром показано распределение напряжений в диске постоянной толщины, равном по массе гиперболическому диску с показателем $m = 1$, при равной контурной нагрузке.

Приведенные характеристики показывают, что с увеличением m окружные напряжения σ_θ уменьшаются. Во всех случаях наибольшим напряжением, определяющим прочность диска, является радиальное напряжение. Поэтому, учитывая, что с увеличением m значительно увеличивается толщина диска в центральной части и его масса, не следует выбирать большие значения показателя m .

Рис. 6.5. Распределение напряжений в дисках гиперболической формы с различными показателями m



Однако следует обратить внимание на то, что в зоне отверстия напряжение σ_θ резко возрастает. С уменьшением m напряжение $\sigma_{\theta 0}$ становится больше напряжений в периферийной части диска. Так как запас прочности диска определяется по наибольшему напряжению, то зона отверстия становится более опасной, имеющей более низкий запас прочности по сравнению с периферийной частью.

Таким образом, с точки зрения массы диска и запасов прочности показатель m имеет оптимальное значение. В данном примере он равен единице. При увеличении размера отверстия в диске, при прочих равных условиях, напряжения в диске возрастут, а оптимальное значение m несколько увеличится. При проектировании дисков оптимизация профиля ведется путем подбора m и пробных расчетов.

Диски постоянной толщины

Распределение напряжений в дисках постоянной толщины можно определять по формулам (6.25) и (6.26), положив в них $m = 0$. Тогда $n_1 = 0$, $n_2 = -2$, и формулы примут вид

$$\sigma_r = C_1 + C_2 r^{-2} + B_r^2; \quad (6.28)$$

$$\sigma_\theta = C_1 - C_2 r^{-2} + B_\theta r^2, \quad (6.29)$$

где

$$B_r = -\rho\omega^2 \frac{3 + \mu}{8}; \quad B_\theta = -\rho\omega^2 \frac{1 + 3\mu}{8}.$$

Если диск не имеет центрального отверстия, то для определения постоянных C_1 и C_2 граничными будут следующие условия.

Вследствие осесимметричного нагружения напряжения σ_r и σ_θ в центре диска равны, т. е. при $r = 0$ следует принять $\sigma_{r0} = \sigma_{\theta 0}$. При этом $C_2 = 0$. Напряжение $\sigma_{r0} = \sigma_{\theta 0} = \sigma_0$ неизвестно.

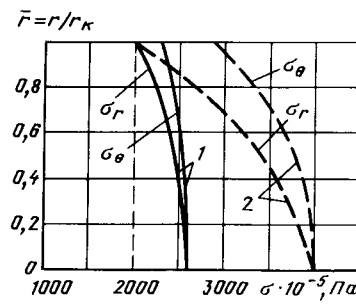


Рис. 6.6. Распределение напряжений в диске постоянной толщины без центрального отверстия: 1 — диск алюминиевый; 2 — диск стальной

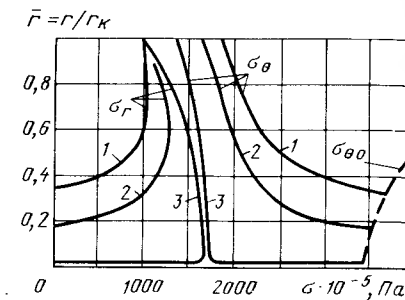


Рис. 6.7. Распределение напряжений в диске постоянной толщины с различными размерами центральных отверстий: 1 — $r_0/r_k = 0,33$; 2 — $r_0/r_k = 0,17$; 3 — $r_0/r_k \rightarrow 0$

Вторым условием является заданное известное напряжение σ_{rk} на внешнем контуре диска. По этому напряжению определяется C_1 .

Тогда формулы для определения напряжений для диска без центрального отверстия примут вид

$$\sigma_r = \sigma_{rk} + \rho \omega^2 \frac{3+\mu}{8} (r_k^2 - r^2); \quad (6.30)$$

$$\sigma_\theta = \sigma_{rk} + \rho \omega^2 \frac{3+\mu}{8} \left(r_k^2 - \frac{1+3\mu}{3+\mu} r^2 \right). \quad (6.31)$$

На рис. 6.6 показано распределение напряжений в диске без отверстия. Наибольшее напряжение возникает в центральной части диска. Оно существенно превосходит напряжение на внешнем контуре, по нему определяется запас прочности диска.

Формулы (6.30) и (6.31), а также рис. 6.6 показывают, что напряжения σ_r и σ_θ состоят из двух частей: создаваемых внешней нагрузкой и инерционными силами собственной массы диска. Первое слагаемое постоянно для всех точек диска в радиальном и окружном направлениях, второе зависит от размеров диска, угловой скорости, плотности материала. Чем больше $r_k \omega$ и ρ , тем больше напряжение от собственной массы диска. Ввиду того, что прочность материала диска ограничена, возрастание второго слагаемого ведет к уменьшению несущей способности диска, так как уменьшается отношение σ_{rk}/σ_0 .

Если диск имеет центральное отверстие, то напряжения в нем определяются формулами (6.28) и (6.29). Граничными условиями, как было сказано, являются заданное напряжение σ_{rk} на внешнем контуре и, как обычно, нулевое напряжение на контуре отвер-

стия — $\sigma_{r0} = 0$. Для этих условий формулы напряжений запишутся в виде

$$\sigma_r = \sigma_{rk} \frac{r_k^2}{r_k^2 - r_0^2} \left(1 - \frac{r_0^2}{r^2} \right) + \rho \omega^2 \frac{3+\mu}{8} \left(r_k^2 + r_0^2 - r^2 - \frac{r_k'^2 r_0^2}{r^2} \right); \quad (6.32)$$

$$\sigma_\theta = \sigma_{rk} \frac{r_k^2}{r_k^2 - r_0^2} \left(1 + \frac{r_0^2}{r^2} \right) + \rho \omega^2 \frac{3+\mu}{8} \times \left(r_k^2 + r_0^2 + \frac{r_k'^2 r_0^2}{r^2} - \frac{1+3\mu}{3+\mu} r^2 \right). \quad (6.33)$$

На рис. 6.7 показано распределение напряжений в дисках постоянной толщины, имеющих равные напряжения на внешнем контуре, но различные размеры центральных отверстий. Определяющими являются окружные напряжения σ_θ . С увеличением центрального отверстия все напряжения существенно возрастают, а напряжение в центре $\sigma_{\theta 0}$ во много раз превосходит напряжение, действующее на периферии. По сравнению с диском без отверстия напряжения $\sigma_{\theta 0}$ в диске с отверстием более чем в два раза превосходят напряжения в диске без отверстия при равных напряжениях на внешнем контуре.

Приведенные характеристики показывают, что диски постоянной толщины не являются рациональными, так как получаются более тяжелыми по сравнению с дисками профилированной формы.

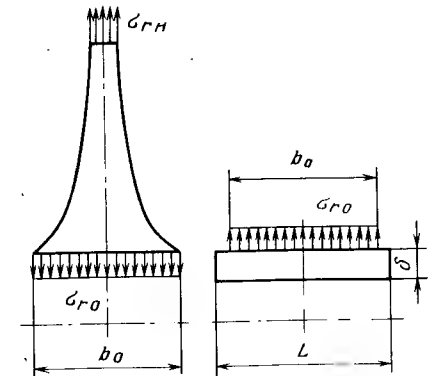
Влияние ступицы на распределение напряжений в диске

Как было показано, в дисках с центральным отверстием, при любом профиле полотна, вблизи отверстия возникает резкое повышение окружного напряжения σ_θ . Для того чтобы снизить пиковое напряжение на контуре отверстия, диски снабжаются ступицей определенных размеров.

Ступица создает напряжения растяжения на внутреннем контуре профилированной части диска (рис. 6.8). Величина этих напряжений зависит от длины и толщины стенки ступицы.

На рис. 6.9 показано распределение напряжений в диске гиперболического профиля с показателем $m = 1$ при различных размерах ступицы. Сплошной линией показаны напряжения в диске с короткой ступицей, пунктирной — с удвоенной в два раза ступицей.

Рис. 6.8. К определению влияния длины и толщины ступицы на напряжения в диске



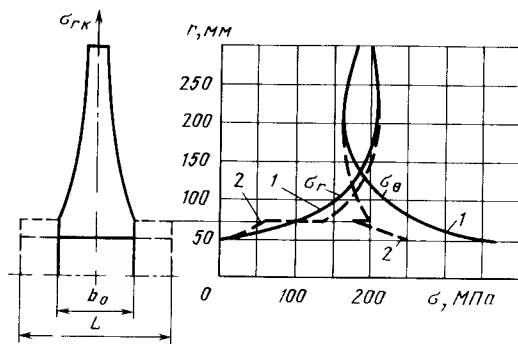


Рис. 6.9. К определению влияния длины ступицы на распределение напряжений в диске гиперболического профиля:
1 — напряжение при длине b_0 ;
2 — напряжение при длине L .

Можно обратить внимание на то, что при короткой ступице напряжение на контуре отверстия $\sigma_{\theta 0}$ возрастает в 1,5 раза по сравнению с максимальным напряжением в средней части полотна диска. При удлиненной же ступице в том же диске пиковое напряжение почти равно максимальному. Ступица также несколько влияет на общий характер распределения напряжений в диске, но в средней и периферийной частях полотна это влияние незначительно. Таким образом, подбором размеров ступицы можно оптимизировать распределение напряжений в диске и уменьшить пиковое значение на контуре отверстия.

Диски равного сопротивления

Дисками равного сопротивления называют диски такой формы, при которой радиальные и окружные напряжения не изменяются вдоль радиуса и имеют определенное, заранее заданное значение.

Для определения закона изменения толщины диска b по радиусу обратимся к основным уравнениям — уравнению деформаций (6.13) и уравнению равновесия (6.14).

Положив согласно условию $d\sigma_r/dr = 0$ и $d\sigma_{\theta}/dr = 0$, из уравнения (6.13) получим $\sigma_{\theta} = \sigma_r$. Тогда уравнение (6.14) примет вид

$$\sigma_r \frac{1}{b} \frac{db}{dr} = -\rho \omega^2 r.$$

Решением этого уравнения является функция

$$b = b_0 e^{-mr^2}, \quad (6.34)$$

где $m = \rho \omega^2 / 2\sigma_r$; b_0 — толщина диска в центре. Ее можно определить, если заданы внешний радиус и толщина диска r_k , b_k и параметр m . Размер b_0 определяется из (6.34):

$$b_0 = b_k e^{mr_k^2},$$

во всех сечениях диска напряжение равно σ_{rk} .

Напряжение σ_{rk} на внешнем контуре диска и во всех сечениях определяется центробежной силой лопаток и ободной части диска.

Эта сила пропорциональна ω^2 . Поэтому показатель m для любой скорости ω остается величиной постоянной. Это значит, что диск сохраняет равнозначность напряжений во всем диапазоне изменения угловых скоростей, хотя напряжения в диске изменяются пропорционально ω^2 , т. е. пропорционально изменению центробежной силы лопаток.

Условие постоянства напряжений в диске, построенное по формуле (6.34), строго выполняется, если диск не имеет центрального отверстия. Однако при наличии центрального отверстия можно подбором ступицы строго определенных размеров сохранить постоянство напряжений в полотне диска.

Для подбора размеров ступицы должно быть выполнено два условия:

уравнение равновесия радиальных сил на радиусе r_1 (рис. 6.10)

$$\sigma_r b_1 = \sigma_{r1} b_0, \quad (6.35)$$

где σ_{r1} — условное радиальное напряжение, приложенное к внешней поверхности ступицы;

равенство радиальных деформаций диска по контуру отверстия и втулки по внешнему радиусу. Это условие записывается с помощью формулы (6.12):

$$\sigma_r (1 - \mu) = \sigma_{\theta 1} - \mu \sigma_{r1}. \quad (6.36)$$

В левой части этой формулы учтено, что для диска $\sigma_{\theta} = \sigma_r$. Напряжение σ_{r1} также связано с σ_r формулой (6.35). Напряжение $\sigma_{\theta 1}$ на внешнем контуре ступицы, определяемое формулой (6.36), должно быть обеспечено подбором толщины стенки ступицы. В противном случае не будет выдержано условие совместности радиальных деформаций ступицы и диска на радиусе r_1 .

Если ступица представляет собой кольцо постоянной толщины и радиальное напряжение на контуре ее отверстия равно нулю, то размеры ступицы можно подобрать по формуле

$$\left(\frac{r_0}{r_1}\right)^2 = \frac{(b_0 - 1)(1 - \mu)}{b_0(1 - \mu) + (1 + \mu)}, \quad (6.37)$$

где $b_0 = \frac{b_0}{b_1}$.

Эта формула получается на основе равенства (6.28) и (6.29), если положить в них $B_r = 0$ и $B_{\theta} = 0$ ввиду их малости.

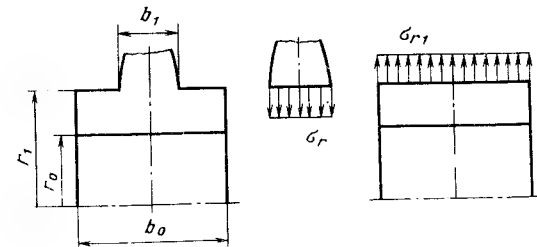


Рис. 6.10. К определению размеров ступицы

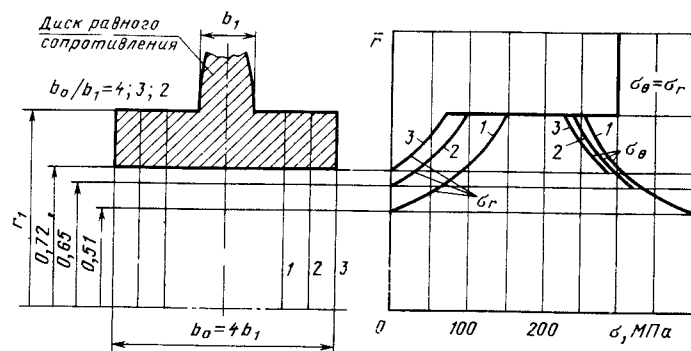


Рис. 6.11. К подбору размеров ступицы для диска равного сопротивления и распределение напряжений в ней:

1 — $b_0 = 2b_1$; 2 — $b_0 = 3b_1$; 3 — $b_0 = 4b_1$

Если обозначить для ступицы $r/r_1 = \bar{r}$, то равенства (6.28) и (6.29) примут вид

$$\sigma_r = C_1 + C_2 (\bar{r})^{-2}; \quad \sigma_\theta = C_1 - C_2 (\bar{r})^{-2}. \quad (6.38)$$

Так как на внешнем контуре ступицы $r/r_1 = 1$ и оба напряжения заданы, то

$$\sigma_{r1} = C_1 + C_2; \quad \sigma_{\theta1} = C_1 - C_2,$$

откуда

$$C_1 = \frac{1}{2} (\sigma_{r1} + \sigma_{\theta1}); \quad C_2 = \frac{1}{2} (\sigma_{r1} - \sigma_{\theta1}). \quad (6.39)$$

Кроме того, должно выполняться условие $\sigma_{r0} = 0$, т. е.

$$\sigma_{r0} = C_1 + C_2 (\bar{r}_0)^{-2} = 0.$$

Отсюда

$$(\bar{r}_0)^2 = - \frac{C_2}{C_1} = \frac{\sigma_{\theta1} - \sigma_{r1}}{\sigma_{\theta1} + \sigma_{r1}}. \quad (6.40)$$

По этой формуле, по заданным напряжениям $\sigma_{\theta1}$ и σ_{r1} на внешнем контуре ступицы, подбираем размер отверстия в ступице. Если в формулу (6.40) подставить значения напряжений из (6.35) и (6.36), то получим формулу (6.37).

Окружное напряжение в ступице, как обычно, увеличивается по сечениям, приближающимся к контуру отверстия. На рис. 6.11 показаны напряжения в зависимости от размеров ступицы. В том сечении, где полотно диска переходит в ступицу, происходит ступенчатое изменение напряжения, σ_{r1} уменьшается обратно пропорционально увеличению длины ступицы, т. е. в 2, 3 и 4 раза. Уменьшение окружного напряжения $\sigma_{\theta1}$ менее значительно — всего на 15, 20, 23 % соответственно. Концентрация напряжения на контуре отверстия дает резкое возрастание напряжения $\sigma_{\theta0}$, но по сравнению с заданным напряжением в полотно диска пиковое напряжение составляет 35, 13 и 2,5 %. Отсюда вытекает общее правило, что чем больше длина ступицы и

меньше толщина ее стенки, тем меньше возрастание напряжения на контуре отверстия. Окончательный выбор размеров ступицы должен производиться на основе более точного расчета с учетом плавного перехода полотна диска в ступицу.

Изготовление диска равного сопротивления сопряжено с определенными трудностями из-за сложности формы его профиля. Поэтому точная геометрия его образующей заменяется приближенной, составленной из участков более простых кривых и прямолинейных отрезков. При этом происходит отход от закона постоянства напряжений. Новый характер распределения напряжений определяется специальным расчетом по общей методике.

Диски конического профиля

Наиболее простую форму, а следовательно, и технологию имеет диск конического профиля, у которого образующими профиля являются прямые линии. Подбором угла конусности можно добиться более или менее равномерного распределения напряжений по радиусу диска.

Дифференциальные уравнения (6.7) или (6.13) не имеют замкнутого решения для дисков конического профиля. Расчет напряжений в таких дисках производится численными методами. Распределение напряжений в конических дисках зависит от угла конусности.

В каждом отдельном случае можно численными методами подобрать такой угол, при котором распределение напряжений по радиусу диска будет наиболее рациональным с точки зрения условий работы и запасов прочности диска. На рис. 6.12 показано распределение напряжений в диске без центрального отверстия. Определяющими являются окружные напряжения σ_θ . При увеличении конусности диска напряжения уменьшаются. Распреде-

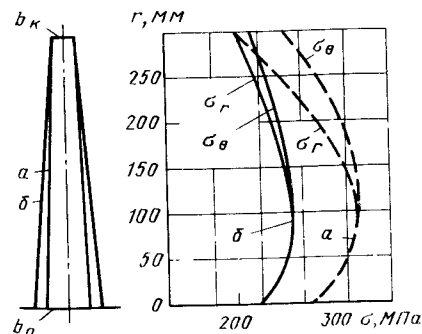


Рис. 6.12. Влияние угла конусности диска на величину и распределение напряжений в нем:

a — $b_0/b_k = 2$; б — $b_0/b_k = 3$

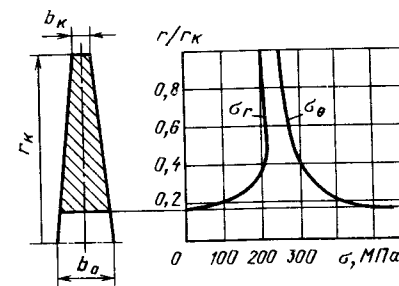


Рис. 6.13. Распределение напряжений в стальном диске конической формы с отверстием:

$v_k = 250$ м/с; $b_0/b_k = 3$

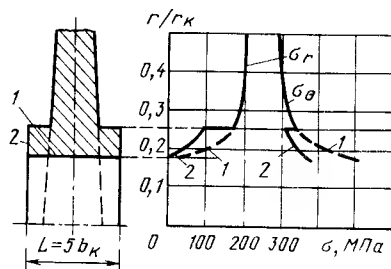


Рис. 6.14. Влияние ступицы на напряжения в области отверстия стального диска: 1 — диск с неподкрепленным отверстием; 2 — диск со ступицей

ление напряжений значительно равномернее по сравнению с диском постоянной толщины (см. рис. 6.6). Здесь отношение $\sigma_{\theta \max}/\sigma_{rH}$ составляет 1,43 и может быть еще уменьшено, а в диске постоянной

толщины при равных условиях нагружения оно равно 2.

Эти преимущества диска конического профиля сохраняются и при наличии центрального отверстия. Однако, как обычно, вблизи отверстия напряжения σ_0 возрастают почти в два раза (рис. 6.13). Для устранения этого явления контур отверстия усиливают ступицей. На рис. 6.14 показан тот же диск со ступицами различных размеров. Размеры тонкой ступицы подобраны по формуле (6.40) так, чтобы напряжения в полотне диска сохранились прежними. При этом размер отверстия в диске увеличился. Вторая ступица имеет более толстую стенку, и размер отверстия сохраняется таким же, как в диске, показанном на рис. 6.13.

В первом случае снижение напряжения имеет место лишь в ступице. На контуре отверстия напряжение уменьшается на 23 % по сравнению с исходным вариантом. При более массивной ступице напряжения становятся более равномерными по всему диску, а на контуре отверстия $\sigma_{\theta 0}$ уменьшаются на 31 % по сравнению с диском без ступицы.

Таким образом, ступица является необходимым элементом любого диска с отверстием, но ее размеры необходимо оптимизировать, так как они существенно влияют на напряжения в области отверстия и массу диска.

6.2.4. Температурные напряжения в дисках

Диски турбин работают при большой неравномерности нагрева. Из-за этого возникают большие температурные напряжения, которые обязательно должны учитываться при определении общего напряженного состояния диска, его запасов прочности и надежности. Температурные напряжения зависят не только от степени неравномерности нагрева диска, но и от его конструктивной формы. Само собой разумеется, что для снижения температурных напряжений необходимо создавать такие условия работы диска, чтобы неравномерность нагрева была минимальной. Вместе с тем, подбирая конфигурацию диска, можно при возникшей неравномерности нагрева получить более благоприятное по запасам прочности общее распределение напряжений в диске.

Вывод расчетных уравнений

Определим уравнение деформаций, учитывающее действие температур. В общем случае относительная деформация диска складывается из двух частей:

$$\epsilon_{\theta} = \frac{1}{E} (\sigma_{\theta} - \mu \sigma_r) + \alpha t; \quad (6.41)$$

$$\epsilon_r = \frac{1}{E} (\sigma_r - \mu \sigma_{\theta}) + \alpha t, \quad (6.42)$$

где α — коэффициент линейного расширения материала диска; t — превышение температуры диска в рассматриваемом сечении над минимальной в диске. Обычно за минимальную температуру принимается температура на оси диска. Первое слагаемое формул является упругой составляющей деформаций, второе — температурной.

Решая уравнения (6.41) и (6.42) относительно напряжений и используя при этом формулы (6.9) и (6.10), получаем формулы для определения напряжений, учитывающие влияние неравномерности нагрева:

$$\sigma_{\theta} = \frac{E}{1-\mu^2} \left(\frac{u}{r} + \mu \frac{du}{dr} \right) - \frac{1}{1-\mu} E \alpha t; \quad (6.43)$$

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\mu^2} \left(\frac{du}{dr} + \mu \frac{u}{r} \right) - \frac{1}{1-\mu} E \alpha t. \quad (6.44)$$

Воспользуемся формулами (6.9) и (6.10).

Дифференцируя функцию $\epsilon_{\theta} r = u$, т. е.

$$u = r \frac{1}{E} (\sigma_{\theta 0} - \mu \sigma_r) + r \alpha t,$$

и приравняв ее правой части формулы (6.42), получаем

$$\left(\frac{1}{E} - r \frac{1}{E^2} \frac{dE}{dr} \right) (\sigma_{\theta} - \mu \sigma_r) + \frac{r}{E} \left(\frac{d\sigma_{\theta}}{dr} - \mu \frac{d\sigma_r}{dr} \right) + r \frac{d(\alpha t)}{dr} = \frac{1}{E} (\sigma_r - \mu \sigma_{\theta}),$$

откуда

$$\frac{d\sigma_{\theta}}{dr} - \mu \frac{d\sigma_r}{dr} + \left(1 - \frac{r}{E} \frac{dE}{dr} \right) (\sigma_{\theta} - \mu \sigma_r) \frac{1}{r} - (\sigma_r - \mu \sigma_{\theta}) \frac{1}{r} + E \frac{d(\alpha t)}{dr} = 0. \quad (6.45)$$

Это уравнение должно решаться совместно с уравнением равновесия (6.14). Если рассматривается зависимость напряжения только от радиуса, то следует положить $\omega = 0$. Тогда уравнение (6.14) примет вид

$$\frac{d\sigma_r}{dr} - \frac{\sigma_{\theta} - \sigma_r}{r} + \sigma_r \frac{1}{b} \frac{db}{dr} = 0. \quad (6.46)$$

Аналитическое решение уравнений возможно лишь в том случае, если изменение температуры диска вдоль радиуса и связанных с ним изменений модуля упругости E и коэффициента расширения материала α заданы степенными функциями.

Влияние неравномерности нагрева диска на распределение температурных напряжений

Для того чтобы выяснить характер и степень влияния неравномерности нагрева диска на температурные напряжения в нем, примем степенной закон изменения αt и постоянство E по радиусу:

$$(\alpha t) = Tr^s; E = \text{const}, \quad (6.47)$$

где

$$T = [(\alpha t)_k - (\alpha t)_{r=0}] r_k^{-s}.$$

Параметр T характеризует степень неравномерности нагрева и температурных деформаций, он может иметь отрицательное значение, если температура в центре диска больше, чем на внешнем контуре. Показатель степени s характеризует интенсивность изменения температур вдоль радиуса диска. Чем больше s , тем более резко изменяется αt в периферийной части диска (рис. 6.15). Приблизительно s имеет значения в пределах 2 ... 3, 5.

Наиболее общие зависимости влияния температур на напряжения в дисках с отверстием позволяют рассмотреть гиперболический диск. При различных значениях показателя m профиля диска меняется массивность его центральной части, вплоть до полного отсутствия ступицы при $m = 0$. Массивность центральной части является основным фактором, влияющим на распределение температурных напряжений при заданном законе изменения температур.

Для гиперболического диска и условий (6.47) уравнения (6.45) и (6.46) принимают вид

$$\frac{d\sigma_\theta}{dr} - \mu \frac{d\sigma_r}{dr} + (1 + \mu) (\sigma_\theta - \sigma_r) \frac{1}{r} = -EsTr^{s-1}; \quad (6.48)$$

$$\frac{d\sigma_r}{dr} - \frac{\sigma_\theta}{r} + \sigma_r (1 - m) \frac{1}{r} = 0. \quad (6.49)$$

Эти уравнения без правых частей решаются подстановкой

$$\sigma_r = C_{rt} r^n; \sigma_\theta = C_{\theta t} r^n. \quad (6.50)$$

После подстановки этих функций в исходные уравнения получаем

$$\begin{aligned} C_{\theta t} (1 + \mu + n) - C_{rt} (1 + \mu + \mu n) &= 0; \\ -C_{\theta t} + C_{rt} (1 - m + n) &= 0. \end{aligned} \quad (6.51)$$

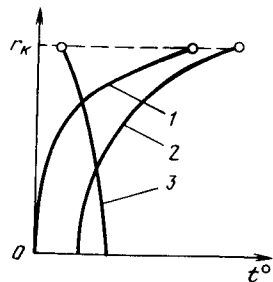


Рис. 6.15. Распределение температур по радиусу диска при различных режимах работы ГТД: 1 — режим пуска; 2 — режим номинала; 3 — режим после остановки двигателя

Отсюда получаем характеристическое уравнение, корни n которого дают решения, при которых $C_{\theta t}$ и C_{rt} могут иметь значения, отличные от нуля:

$$(1 + \mu + n) (1 - m + n) - (1 + \mu + \mu n) = 0$$

или

$$n^2 + n(2 - m) - m(1 + \mu) = 0.$$

Корни уравнения

$$n_{1,2} = -\frac{2-m}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(2-m)^2 + 4m(1+\mu)}.$$

Для этих корней соотношения между постоянными $C_{\theta t}$ и C_{rt} находим из одного из уравнений (6.51):

$$C_{\theta t(1;2)} = C_{rt(1;2)} (1 - m + n_{(1;2)}).$$

Решение однородных уравнений (6.48) и (6.49) имеет вид

$$\sigma_r = C_{rt1} r^{n_1} + C_{rt2} r^{n_2}; \quad (6.52)$$

$$\sigma_\theta = (1 - m + n_1) C_{rt1} r^{n_1} + (1 - m + n_2) C_{rt2} r^{n_2}. \quad (6.53)$$

В дальнейшем индекс rt можно опустить.

Частные решения полных уравнений (6.48) и (6.49) имеют вид

$$\sigma_r = B_{rt} r^s; \sigma_\theta = B_{\theta t} r^s. \quad (6.54)$$

Подставляя эти решения в уравнения (6.48) и (6.49), получаем

$$sB_{\theta t} - \mu sB_{rt} + (1 + \mu) (B_{\theta t} - B_{rt}) = -EsT;$$

$$sB_{rt} - B_{\theta t} + B_{rt} (1 - m) = 0.$$

Отсюда

$$B_{rt} = \frac{-EsT}{s^2 + s(2 - m) - m(1 + \mu)}; \quad (6.55)$$

$$B_{\theta t} = B_{rt} (1 - m + s). \quad (6.56)$$

Окончательно решение полных уравнений (6.48) и (6.49), которые служат для расчета температурных напряжений в дисках гиперболического профиля, представляет собой сумму (6.52), (6.53) и (6.54):

$$\sigma_r = C_{rt1} r^{n_1} + C_{rt2} r^{n_2} + B_{rt} r^s; \quad (6.57)$$

$$\sigma_\theta = C_{rt1} (1 - m + n_1) r^{n_1} + C_{rt2} (1 - m + n_2) r^{n_2} + B_{\theta t} r^s. \quad (6.58)$$

Если принять определенные граничные условия, то постоянные C_1 и C_2 могут быть вычислены.

На рис. 6.16 показано распределение температурных напряжений в диске гиперболического профиля и в диске постоянной толщины. Для всех дисков принят одинаковый закон распределения температурных деформаций вдоль радиуса $\alpha t = Tr^{2.5}$.

Приведенные на рисунке характеристики температурных напряжений показывают, что интенсивный разогрев периферийной части диска ведет к появлению напряжений сжатия σ_θ в этой

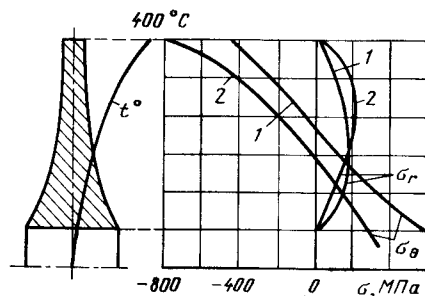


Рис. 6.16. Распределение температурных напряжений в стальных дисках: 1 — диск постоянной толщины; 2 — диск гиперболического профиля, $m = 1$

части и соответственно напряжений растяжения в центральной зоне. Величины напряжений весьма высоки. Складываясь с напряжениями от внешней нагрузки, температурные напряжения создают перегрузку

центральной части диска. Это особенно сильно сказывается на непрофилированном диске постоянной толщины.

Характер распределения окружных температурных напряжений в диске в значительной степени зависит от профиля полотна диска, наличия и размеров ступицы и обода. В связи с тем, что равнодействующие окружных сил, сжатой и растянутой областей равны, увеличение размеров ступицы диска ведет к уменьшению напряжений растяжения в этой части, но к возрастанию напряжений сжатия в периферийной зоне (поз. 2).

Наличие и большие размеры обода создают противоположный, нежелательный эффект, т. е. напряжения в центральной части диска возрастают. Поэтому при проектировании дисков, имеющих неравномерный нагрев, размеры обода и толщину периферийной части диска необходимо делать по возможности меньшими, увеличивая размеры центральной части. Само собой разумеется, что оптимизация профиля диска должна производиться при рассмотрении совместного действия внешней нагрузки и неравномерности нагрева.

6.2.5. Метод расчета напряжений в дисках произвольной конфигурации

Общие понятия

На практике диски компрессоров и турбин имеют сложную форму, которая определяется общей компоновкой ротора двигателя, способами соединения дисков с валом и между собой, технологичностью конструкции и другими причинами. Для турбинных дисков большое значение имеет характер распределения температур вдоль радиуса диска, который зависит от условий его работы, способа охлаждения турбинных дисков и лопаток. С этим непосредственно связаны свойства материалов дисков — зависимость их модуля упругости, коэффициентов линейного расширения от температур.

Рассмотренные здесь причины не позволяют получить единого замкнутого решения дифференциальных уравнений напряжений и деформаций для всего диска в целом и на этой основе произвести

расчет дисков на прочность. Для определения напряжений в дисках в процессе проектирования используются различные численные методы.

Основными требованиями к методам расчета дисков являются:

- высокая степень точности определяемых напряжений, при этом должны учитываться особенности конструкции дисков, условия их работы, свойства материалов. Это требование связано с достоверностью определения запасов прочности, так как недостаточная достоверность потребует увеличения запасов прочности и приведет к увеличению массы конструкции дисков;
- сравнительная простота методики расчета напряжений;
- удобство и рациональность программирования методики расчета и экономичность использования машинного времени. Это требование особенно необходимо при создании интерактивных систем автоматизированного проектирования, в которые модуль прочности дисков входит как один из составных модулей системы и должен функционировать во взаимодействии с пользователем — проектировщиком в режиме реального масштаба времени.

В отличие от типовых инженерных методик, удовлетворяющих названным условиям, существуют специальные исследовательские методики, отличающиеся более высоким совершенством, а вместе с этим и сложностью, которые позволяют оценивать концентрацию напряжений, распределение напряжений по толщине диска, местные особенности конструкции и нарушение осевой симметрии. К таким методикам прежде всего относится метод конечных элементов, развитие и применение которого становится особенно широким в последние годы. Для изучения метода конечных элементов необходимо обратиться к специальной литературе, в частности [7, 11, 29].

Метод кольцевых элементов со степенным законом изменения параметров

Исходными данными для выполнения расчета диска на прочность является его схематический чертеж, определяющий геометрию его профиля (рис. 6.17). Схематический чертеж отличается от натурной или детального чертежа меньшими упрощениями — отсутствием некоторых мелких деталей конструкции, нецентральных отверстий, местных искажений формы.

За внешний расчетный размер диска принимается окружность радиуса r_k , проходящая касательно к элементам конструкций крепления лопаток.

Радиальные инерционные силы лопаток и устройств их крепления представляют собой внешнюю контурную нагрузку. Она может быть задана в виде радиального напряжения σ_{rk} на внешнем контуре диска. Это напряжение поддается по формуле

$$\sigma_{rk} = \frac{zP_n + 2\pi r_k^2 c_c^2 \omega^2}{2\pi r_k b_k}, \quad (6.59)$$

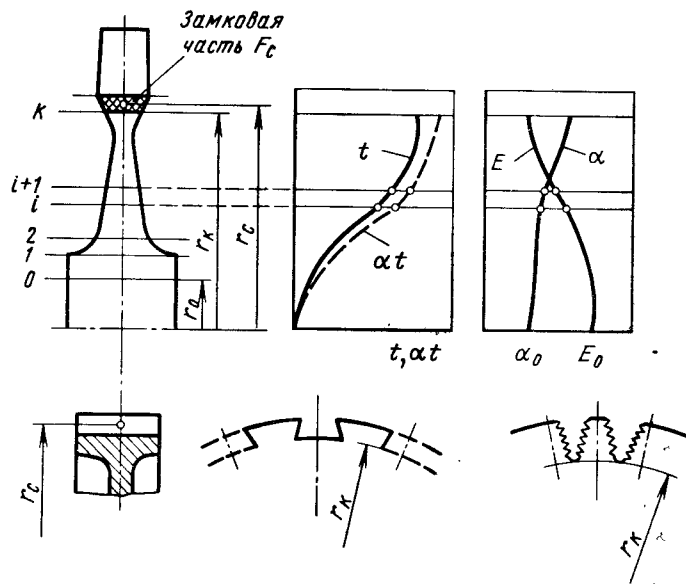


Рис. 6.17. Расчетная схема диска

где P_d — центробежная сила пера лопатки, включая бандажные полки; z — число лопаток; F_c — площадь поперечного сечения внешнего кольца диска, занимаемого хвостовиками и устройствами крепления лопаток; r_c — радиус окружности центров сечений кольца; ρ — плотность материала диска и хвостовиков лопаток; ω — угловая скорость диска.

В качестве исходных данных должны быть заданы распределение температур вдоль радиуса диска и зависимости модуля упругости материала E и коэффициента линейного расширения α от температур. Последние позволяют построить распределение параметров E , α , αt вдоль радиуса диска.

Для выполнения расчета диск разбивается кольцевыми сечениями на ряд кольцевых участков. Радиальная толщина кольца может быть различной, но не более 15 ... 20 % радиуса. Чем более интенсивно изменяются расчетные параметры, в том числе толщина диска, тем меньше должна быть радиальная толщина кольца. При машинном расчете разбивка берется более мелкой, при безмашинной — участки, для экономии времени, приходится брать более крупными.

Основой методики расчета являются формулы для определения изменения напряжений в пределах кольца. Начиная расчет с нулевого сечения, где исходные напряжения должны быть заданы, рассчитываем приращение напряжений на всех кольцевых участках, с помощью которых строятся общие характеристики распределения напряжений σ_r и σ_θ вдоль радиуса диска.

Расчетные формулы для кольцевого участка

Расчетные формулы могут быть получены на основе решения общих дифференциальных уравнений (6.14) и (6.45). Эти уравнения запишем в следующем виде:

$$\frac{d\sigma_r}{dr} - \frac{\sigma_\theta}{r} + \frac{\sigma_r}{r} \left(1 + \frac{r}{b} \frac{db}{dr} \right) = -\rho\omega^2 r; \quad (6.60)$$

$$\frac{d\sigma_\theta}{dr} - \mu \frac{d\sigma_r}{dr} + \left(1 - \frac{r}{E} \frac{dE}{dr} \right) (\sigma_\theta - \mu\sigma_r) \frac{1}{r} - (\sigma_r - \mu\sigma_\theta) \frac{1}{r} = -E \frac{d(\alpha t)}{dr}. \quad (6.61)$$

Изменение параметров диска в пределах кольца с достаточной степенью точности можно аппроксимировать степенными зависимостями. В этом случае отношения, стоящие в скобках, можно заменить постоянными, т. е. $\frac{r}{b} \frac{db}{dr} = -m$, откуда $\frac{db}{b} = -m \frac{dr}{r}$. Решая это дифференциальное уравнение, получаем

$$\ln b = -m \ln r + \ln C \text{ или } b = Cr^{-m}.$$

Берем отношение толщин диска на внешнем и на внутреннем контурах кольца:

$$\frac{b_i}{b_{i+1}} = \left(\frac{r_i}{r_{i+1}} \right)^{-m} = \left(\frac{r_{i+1}}{r_i} \right)^m.$$

Логарифмируя, получаем формулу для определения числа m :

$$m = \lg \left(\frac{b_i}{b_{i+1}} \right) \left[\lg \left(\frac{r_{i+1}}{r_i} \right) \right]^{-1}. \quad (6.62)$$

Аналогично, обозначив $\frac{r}{E} \frac{dE}{dr} = -\delta$, получим $E = Ar^{-\delta}$ и перейдем к формуле

$$\delta = \lg \left(\frac{E_i}{E_{i+1}} \right) \left[\lg \left(\frac{r_{i+1}}{r_i} \right) \right]^{-1}. \quad (6.63)$$

Постоянная A вычисляется по величине модуля упругости на внутреннем контуре кольца:

$$A = E_i r_i^\delta.$$

Изменение теплового расширения материала αt вдоль радиуса диска также представим в виде степенной функции

$$\alpha t = Tr^s.$$

Показатель степени и коэффициент T определяется по значениям этой функции на границах участка:

$$s = \lg \left(\frac{\alpha t_{i+1}}{\alpha t_i} \right) \left[\lg \left(\frac{r_{i+1}}{r_i} \right) \right]^{-1}, \quad T = \alpha t_i / r_i^s. \quad (6.64)$$

Тогда правую часть уравнения можно представить в виде произведения

$$E \frac{d(\alpha t)}{dr} = AsTr^{-\delta}r^{s-1} = E_i s (\alpha t)_i \frac{r^{s-\delta-1}}{r_i^{s-\delta}}. \quad (6.65)$$

С введением степенных функций исходные дифференциальные уравнения примут вид

$$\frac{d\sigma_r}{dr} - \frac{\sigma_\theta}{r} + \frac{\sigma_r}{r} (1-m) = -\rho\omega^2 r; \quad (6.66)$$

$$\frac{d\sigma_\theta}{dr} - \mu \frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\sigma_\theta}{r} (1+\delta+\mu) - \frac{\sigma_r}{r} (1+\mu\delta+\mu) = -AsTr^{s-\delta-1}, \quad (6.67)$$

где

$$AT = E_i (\alpha t)_i r_i^{\delta-s}. \quad (6.68)$$

Полученные дифференциальные уравнения (6.66) и (6.67) имеющие постоянные коэффициенты, решаются так же, как для гиперболических дисков. Общие решения этих уравнений имеют вид

$$\sigma_r = C_1 r^{n_1} + C_2 r^{n_2} + B_{r\omega} r^2 + B_{rt} r^{s-\delta}; \quad (6.69)$$

$$\sigma_\theta = C_1 (1-m+n_1) r^{n_1} + C_2 (1-m+n_2) r^{n_2} + B_{\theta\omega} r^2 + B_{\theta t} r^{s-\delta}, \quad (6.70)$$

где

$$n_{1,2} = \frac{1}{2} (m-\delta-2) \pm \frac{1}{2} \sqrt{(m-\delta)^2 + 4[1+\mu\delta+m(\delta+\mu)]}; \quad (6.71)$$

$$B_{r\omega} = -\rho\omega^2 \frac{3+\mu+\delta}{8-(3+\mu)(m-\delta)-\delta(m+2\mu)}; \quad (6.72)$$

$$B_{\theta\omega} = -\rho\omega^2 \frac{1+3\mu+\delta}{8-(3+\mu)(m-\delta)-\delta(m+2\mu)}; \quad (6.73)$$

$$B_{rt} = \frac{-ATs}{a_1 a_3 - a_2}. \quad (6.74)$$

Здесь

$$AT = (E\alpha t)_i r_i^{\delta-s};$$

$$B_{\theta t} = \frac{-ATs a_1}{a_1 a_3 - a_2} = B_{rt} a_1. \quad (6.75)$$

Здесь

$$\begin{aligned} a_1 &= 1+s-m-\delta; \\ a_2 &= 1+\mu(s+1); \\ a_3 &= 1+s+\mu. \end{aligned} \quad (6.76)$$

Формулы (6.72)–(6.75) получаются после подстановки частных решений $B_{\omega} r^2$ и $B_t r^{s-\delta}$ в решаемые дифференциальные уравнения (6.66) и (6.67).

Постоянные C_1 и C_2 в формулах (6.69) и (6.70) вычисляются из условия, что в сечении i , т. е. на внутреннем контуре кольца, на-

пряжения σ_{ri} и $\sigma_{\theta i}$ известны из расчета предыдущего кольцевого участка. Тогда из формул (6.69) и (6.70) получаем равенства

$$\sigma_{ri} = C_1 r_i^{n_1} + C_2 r_i^{n_2} + B_{r\omega} r_i^2 + B_{rt} r_i^{s-\delta};$$

$$\sigma_{\theta i} = C_1 (1-m+n_1) r_i^{n_1} + C_2 (1-m+n_2) r_i^{n_2} + B_{\theta\omega} r_i^2 + B_{\theta t} r_i^{s-\delta}.$$

Из этих равенств находим значения постоянных интегрирования C_1 и C_2 . После этого с помощью формул (6.69) и (6.70) вычисляем напряжения на внешнем контуре кольца, имеющего радиус r_{i+1} .

Формулы для определения напряжений можно преобразовать и записать в удобном для расчета виде:

$$\sigma_{r(i+1)} = S_r \alpha_r + S_\theta \alpha_\theta + B_{r\omega} r_{i+1}^2 + B_{rt} r_{i+1}^{s-\delta}; \quad (6.77)$$

$$\sigma_{\theta(i+1)} = S_r \beta_r + S_\theta \beta_\theta + B_{\theta\omega} r_{i+1}^2 + B_{\theta t} r_{i+1}^{s-\delta}, \quad (6.78)$$

где

$$S_r = \sigma_{ri} - B_{r\omega} r_i^2 - B_{rt} r_i^{s-\delta}; \quad (6.79)$$

$$S_\theta = \sigma_{\theta i} - B_{\theta\omega} r_i^2 - B_{\theta t} r_i^{s-\delta};$$

$$\alpha_r = \frac{1}{n_2 - n_1} \left[(1-m+n_2) \left(\frac{r_{i+1}}{r_i} \right)^{n_1} - (1-m+n_1) \left(\frac{r_{i+1}}{r_i} \right)^{n_2} \right];$$

$$\alpha_\theta = \frac{1}{n_2 - n_1} \left[\left(\frac{r_{i+1}}{r_i} \right)^{n_2} - \left(\frac{r_{i+1}}{r_i} \right)^{n_1} \right]; \quad (6.80)$$

$$\beta_r = -\alpha_\theta (1-m+n_1) (1-m+n_2);$$

$$\beta_\theta = \frac{1}{n_2 - n_1} \left[(1-m+n_2) \left(\frac{r_{i+1}}{r_i} \right)^{n_1} - (1-m+n_1) \left(\frac{r_{i+1}}{r_i} \right)^{n_2} \right].$$

Входящие сюда параметры определяются формулами (6.71)... (6.76). Следует обратить внимание на то, чтобы показатель степени n_1 не был равен двум или $s-\delta$. При этом значения коэффициентов B_{ω} или B_t претерпевают разрыв. Показатель n_1 должен отличаться от указанных величин не менее чем на 10...15%. Для этого в случае необходимости кольцевой участок должен быть разбит на две части или расширен за счет соседних.

Ступенчатое изменение толщины диска

При расчетах дисков встречаются случаи ступенчатого изменения толщины диска (рис. 6.18). В этих сечениях происходит ступенчатое изменение напряжений. Для расчета напряжений при переходе ступеньки используются два условия: 1) условие равенства радиальных сил

$$N_r = \sigma_{ri} b_i = \sigma'_{ri} b'_i. \quad (6.81)$$

Отсюда находим радиальное напряжение σ'_{ri} за ступенькой; 2) условие равенства радиальных деформаций.

В сечении со ступенькой для обоих смежных участков температура диска и модуль упругости материала являются общими —

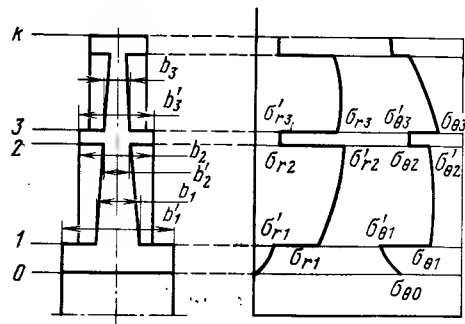


Рис. 6.18. К расчету напряжений при ступенчатом изменении толщины диска

одинаковыми. Поэтому по условию совместности радиальных перемещений должно выполняться равенство

$$\sigma_{\theta i} - \mu \sigma_{r i} = \sigma'_{\theta i} - \sigma'_{r i} \mu. \quad (6.82)$$

Отсюда находим окружное напряжение за ступенькой $\sigma'_{\theta i}$.

Расчет напряжений в ступеньке, если таковая имеется, включается в общую последовательность расчета напряжений кольцевых участков.

Метод двух расчетов

Для выполнения расчета необходимо задать напряжения σ_{r0} и $\sigma_{\theta0}$ в нулевом сечении. Здесь может быть несколько случаев.

Если диск имеет центральное отверстие и радиальное давление на контуре отверстия отсутствует, то $\sigma_{r0} = 0$, но $\sigma_{\theta0}$ имеет определенное, пока неизвестное значение.

Если диск посажен на вал с натягом, то следует задать необходимую величину натяга в виде радиального напряжения σ_{r0} с отрицательным знаком. Окружное напряжение $\sigma_{\theta0}$ также неизвестно.

Если диск не имеет центрального отверстия, то в центральной точке оба напряжения одинаковы, т. е. $\sigma_{r0} = \sigma_{\theta0}$, однако они неизвестны.

Определение неизвестных напряжений, а также всех напряжений в кольцевых сечениях производится методом двух расчетов.

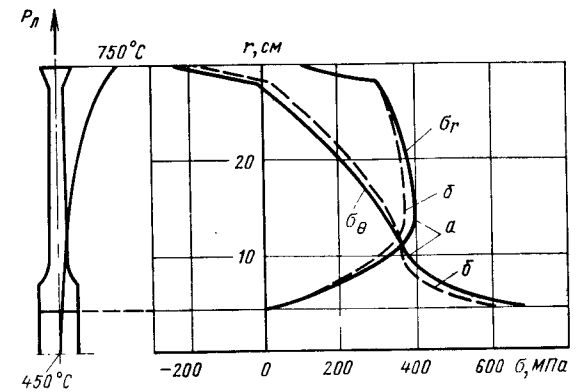
В первом расчете напряжение $\sigma_{\theta0}$ задается произвольно, любой величины. Это дает возможность произвести последовательный расчет всех кольцевых участков и определить напряжения $\sigma_{r n1}$ и $\sigma_{\theta n1}$ на внешнем контуре диска. В связи с тем, что $\sigma_{\theta0}$ было задано произвольно, напряжение $\sigma_{r n1}$ не будет равно напряжению, создаваемому на внешнем контуре лопатками и замковой частью диска. Тогда выполняется второй расчет с тем же или новым значением $\sigma_{\theta0}$. Но в этом расчете обязательно принимается $\omega = 0$ и $at = \text{const}$. Значения δ , n_1 , n_2 для всех участков сохраняются прежними. В результате получаем новые значения напряжений во всех сечениях диска и на внешнем контуре.

Выполненные два расчета позволяют выдержать условие радиального нагружения на внешнем контуре диска. Для этого составляется равенство

$$\sigma_{rл} = \sigma_{rк1} + \varphi \sigma_{rк2}. \quad (6.83)$$

Рис. 6.19. Распределение напряжений в диске турбины при неравномерном нагреве:

a — упругое деформирование; b — результаты расчета с учетом пластических деформаций



Отсюда определяется коэффициент

$$\varphi = \frac{\sigma_{rл} - \sigma_{rк1}}{\sigma_{rк2}}. \quad (6.84)$$

После этого все напряжения во всех сечениях диска, в том числе на контуре отверстия, определяются как суммы

$$\begin{aligned} \sigma_{r i} &= \sigma_{r i1} + \varphi \sigma_{r i2}; \\ \sigma_{\theta i} &= \sigma_{\theta i1} + \varphi \sigma_{\theta i2}. \end{aligned} \quad (6.85)$$

Для диска без центрального отверстия нулевым сечением является центральная точка. Поэтому для участка от центральной точки до первого кольцевого сечения параметры m и δ всегда равны нулю. Это соответствует формулам (6.62) и (6.63). Показатели степени начального участка принимают значения $n_1 = 0$, $n_2 = -2$.

На рис. 6.19 показано типичное распределение напряжений в диске с центральным отверстием при неравномерном распределении температур. Характерно то, что из-за неравномерности температур на внешнем контуре появляется значительное напряжение сжатия и возникает большое напряжение $\sigma_{\theta0}$ на контуре отверстия. В области ступицы это напряжение резко возрастает — почти на 75 %.

6.2.6. Запас прочности дисков

Методы оценки прочности

Запас прочности диска является одним из основных критериев, оценивающих работоспособность и надежность его конструкции. Стремление к достижению минимальной массы приводит к тому, что запас прочности дисков авиационных ГТД весьма незначителен и составляет по различным оценкам 1,3 ... 1,8 [11, 31]. Однако надежность конструкции и безопасность полетов при таких низких запасах прочности полностью гарантируются и обеспечиваются многочисленными испытаниями при создании ГТД,

строгим соблюдением условий эксплуатации двигателей и контролем за состоянием деталей, в том числе дисков турбин и компрессоров.

Удовлетворение приведенных противоречивых тенденций в отношении массы и надежности конструкций дисков требует высокой точности и совершенства оценки их запасов прочности. Это касается как методов расчета напряжений, так и знания свойств и характеристик материалов при различных условиях работы.

Запас прочности оценивается отношением предельного напряжения, выдерживаемого данным материалом, к наибольшему эквивалентному напряжению, действующему в наиболее опасном сечении:

$$k = \sigma_t^t / \sigma_{\text{экв}}. \quad (6.86)$$

В качестве предельного напряжения принимается предел длительной прочности материала, который зависит от температуры и желаемой длительности работы конструкции. Данные о материалах, применяемых для ответственных деталей ГТД, к которым относятся и диски, приводятся в справочниках по материалам.

Диск имеет сложное напряженное состояние. Эквивалентное напряжение для него определяется согласно одной из гипотез теории прочности.

Одной из наиболее распространенных гипотез, получивших большую практическую проверку, является гипотеза наибольших касательных напряжений. Согласно этой гипотезе наибольшее касательное напряжение возникает на площадках, равнонаклонных площадкам наибольшего и наименьшего главных напряжений, и равно полуразности этих напряжений. Тогда наибольшее эквивалентное напряжение равно разности главных напряжений

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_1 - \sigma_3. \quad (6.87)$$

Другой, не менее распространенной гипотезой является энергетическая. По этой гипотезе в качестве критерия предельного упругого состояния принята энергия формоизменения. Тогда эквивалентное напряжение определяется по формуле

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}, \quad (6.88)$$

где все напряжения, стоящие справа, являются главными. В числовом отношении формулы (6.87) и (6.88) дают близкие результаты. Эквивалентное напряжение, подсчитанное по второй формуле, оказывается несколько меньше, чем подсчитанное по первой. Таким образом, запасы прочности будут несколько завышены.

Обе формулы применимы для оценки предельных состояний пластичных материалов, одинаково сопротивляющихся растяжению и сжатию. Универсальной и общепризнанной в настоящее время является теория прочности Мора. По этой теории для ма-

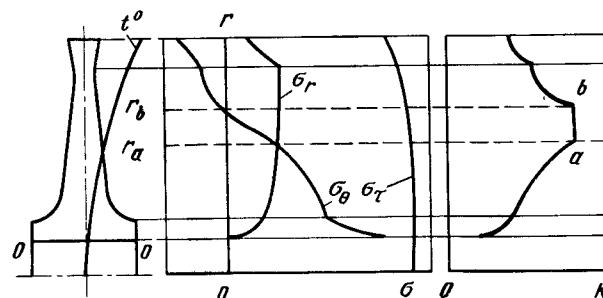


Рис. 6.20. Распределение напряжений и запасов прочности в диске турбины при неравномерном нагреве

териалов, имеющих несимметричные предельные состояния, эквивалентные напряжения представляются формулой

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_1 - \nu \sigma_3, \quad (6.89)$$

где ν — отношение предела текучести при растяжении к пределу текучести при сжатии:

$$\nu = \sigma_{\text{т.р}} / \sigma_{\text{т.с}}. \quad (6.90)$$

В частном случае для пластичных материалов $\nu = 1$. Тогда формула (6.89) переходит в формулу (6.87).

Сложное напряженное состояние диска, изменяющиеся вдоль радиуса температура и свойства материала не позволяют заранее указать те радиусы, на которых запасы прочности окажутся минимальными. Для оценки упругого состояния диска строится полная характеристика распределения запасов прочности вдоль радиуса диска. На рис. 6.20 показано примерное распределение напряжений и запасов прочности в диске с неравномерным нагревом. На участке от нулевого сечения до радиуса r_a наибольшим главным напряжением является окружное напряжение σ_θ , а наименьшее осевое $\sigma_z = 0$. На этом участке запас прочности определяется по напряжению σ_θ . На участке в пределах радиусов $r_a \dots r_b$ наибольшим напряжением является σ_r , и оно определяет запас прочности. В периферийной части диска на радиусах больше r_b запас прочности определяется суммарным напряжением $\sigma_r + \sigma_\theta$, так как последнее является отрицательным и складывается с первым главным. Наименьшие запасы могут быть на контуре отверстия или на внешнем контуре диска. В первом случае имеет место пиковое возрастание окружного напряжения σ_θ , а во втором — сложение двух достаточно больших главных σ_θ и σ_r . Кроме того, на внешнем контуре существенно снижается предел длительной прочности материала из-за высоких рабочих температур. В средней части диска запасы прочности достаточно высоки по сравнению с критическими сечениями. Подбором толщины и

формы профиля диска, а также правильным его охлаждением можно добиться достаточно равномерного распределения запасов прочности и минимальной массы диска.

Расчетные режимы для дисков

Расчетным режимом для определения запасов прочности дисков является режим максимальных угловых скоростей ротора и максимально допустимых при этом перепадов температур между центральной и периферийной частями дисков. Перепады температур в процессе проектирования задаются на основе подобия с прототипом, а в процессе доводки двигателей — на основе экспериментальных данных.

Кроме основного расчетного случая, прочность дисков необходимо проверять на возможных особых режимах. Одним из таких режимов является режим быстрого вывода ротора на максимальные обороты без достаточного прогрева дисков на малых оборотах. В этом случае перепад температур может оказаться значительно больше номинального, а распределение температур будет отличаться более резким перегревом периферийной части диска. Все это приведет к значительному возрастанию температурных напряжений и временному снижению запасов прочности дисков турбин.

Другим особым режимом является режим внезапной остановки двигателя, характеризуемый отсутствием радиальных инерционных сил лопаток и самого диска, а также резким охлаждением периферийной части дисков холодным воздухом, продувающим воздушный тракт двигателя, особенно если это случается в полете. В некоторый момент времени возникает большой обратный перепад температур: центральная часть диска остается сильно разогретой, а периферийная охлаждена. Вследствие этого на внешнем контуре диска возникают большие напряжения растяжения и могут появиться трещины, которые пагубно влияют на работоспособность дисков.

Расчет дисков, находящихся в упруго-пластическом состоянии

Иногда напряжения, вычисленные в предположении, что диск находится в упругом состоянии, оказываются на некоторых участках больше, чем предел текучести материала диска. Так получается для центральной части диска, на контуре и вблизи центрального отверстия или на внешнем контуре диска, где действуют большие напряжения сжатия. Это показывает, что на таких участках возникают пластические деформации, а действительные напряжения значительно меньше ранее вычисленных. Вместе с тем это значит, что необходимо уточнить расчет напряжений. Уточнение должно касаться не только перенапряженных участков, но и всех остальных, так как возникновение пластических деформаций

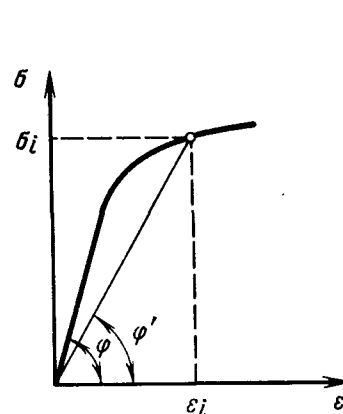


Рис. 6.21. Диаграмма растяжения образца

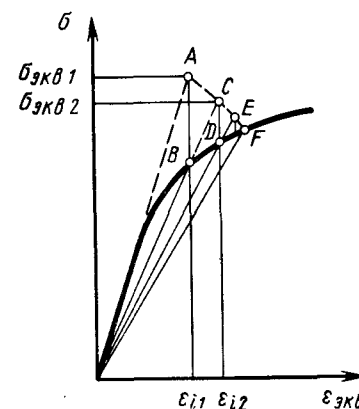


Рис. 6.22. К расчету напряжений в диске с учетом пластичности

ций на одном участке приводит к перераспределению напряжений во всем диске.

Расчет напряжений в диске с учетом пластических напряжений, разработанный И. А. Биргером [11, 17, 29], опирается на основные положения теории пластичности. По одной из основных гипотез этой теории, подтвержденной многочисленными экспериментами, принимается, что переход упругого состояния в пластическое происходит тогда, когда эквивалентное напряжение, называемое интенсивностью напряжений и определяемое по формуле (6.88), достигает предела текучести. Связь между напряжением и относительной деформацией, включая пластическую деформацию, определяется экспериментальной диаграммой растяжения образца (рис. 6.21). Эта связь, т. е. вид диаграммы, зависит только от свойств материала и почти не зависит от типа напряженного состояния. Таким образом, диаграмма, полученная в экспериментах для одноосного растяжения образца, может служить выражением связи между интенсивностью напряжений и интенсивностью деформаций в сложном упругопластическом напряженном состоянии.

Любая точка на диаграмме напряжений может быть представлена зависимостью

$$\sigma_i = \varepsilon_i \operatorname{tg} \varphi', \text{ т. е. } \sigma_i = \varepsilon_i E'.$$

Тангенс угла является аналогом модуля упругости E и обозначается E' . Его часто называют секущим модулем. Когда точка лежит на прямом участке диаграммы, в пределах упругих деформаций, секущий модуль совпадает по величине и смыслу с физическим модулем упругости материала.

Вторым положением теории пластичности, используемым в практических расчетах, является условие, что при пластическом деформировании упругие деформации незначительны. Это хорошо согласуется с экспериментами. Поэтому при построении формул,

связывающих компоненты напряжений и деформаций в пластической зоне, принимают $\mu = 0,5$.

Таким образом, для расчета участков, находящихся в упруго-пластическом состоянии, могут быть использованы все формулы, ранее полученные для упругого состояния, с заменой в них действительного модуля упругости E секущим модулем E' и увеличением μ до 0,5.

Естественно, что введение в расчет секущего модуля, зависящего от напряжения, существенно усложняет расчет диска. Однако такие расчеты для высоко нагруженных дисков ГТД дают более правильные результаты и позволяют более точно оценить запасы прочности дисков.

Расчет диска производится методом последовательных приближений. Исходной оценкой распределения напряжений в диске является расчет без учета пластических деформаций. На основе результатов этого расчета вычисляются эквивалентные напряжения во всех сечениях диска. В тех сечениях, где эквивалентные напряжения больше предела пропорциональности материала, возникают пластические деформации. Расчет эквивалентных напряжений производится по формуле, вытекающей из (6.88):

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_0^2 + \sigma_r^2} - \sigma_0 \sigma_r. \quad (6.91)$$

Для проведения дальнейшего расчета необходимо иметь для всех сечений, где возникают пластические деформации, диаграммы растяжений для материала диска с учетом температуры в сечении (рис. 6.22). На прямой, являющейся продолжением прямого участка диаграммы растяжения, откладывается эквивалентное напряжение (точка А). Точка А показывает интенсивность деформации ϵ_{11} . Однако найденной интенсивности деформаций соответствует интенсивность напряжения, определяемая точкой В, лежащей на кривой деформирования. Тогда через точку В проводится прямая, угол наклона которой является секущим модулем упругости для данного сечения:

$$E' = \sigma_{1B} / \epsilon_{11}. \quad (6.92)$$

Значения секущих модулей определяются для всех сечений, где действуют пластические деформации. После этого производится полный расчет напряжений всего диска основным методом. Для тех участков, на границах которых в качестве модулей упругости берутся секущие модули, коэффициент μ следует взять равным 0,5.

По данным второго расчета вновь определяются эквивалентные напряжения, которые откладываются на прямой секущего модуля (точка С). Затем проводятся для всех расчетных сечений диска линии новых секущих модулей и расчет повторяется. Так продолжается до тех пор, пока эквивалентные напряжения не окажутся на диаграмме точками, лежащими непосредственно на кривых деформирования, а напряжения предыдущего приближения практически не будут отличаться от напряжений последующего приближения. Обычно для этого достаточно 4 ... 5 приближений.

На рис. 6.19 показаны результаты расчета диска с учетом пластических деформаций. Для сравнения там же показаны результаты расчета без учета пластической деформации. Видно, что пластические деформации снижают пиковые напряжения. В основной части диска сохраняется упругое напряженное состояние, хотя величины напряжений несколько возрастают. В целом диск сохраняет работоспособность.

Расчет дисков с учетом ползучести материала

Помимо свойств пластичности конструкционные материалы обладают свойством ползучести. Это свойство проявляется в том, что материал течет на протяжении всего времени, пока действует напряжение. Это свойство особенно усиливается при высоких температурах материала. В результате возникает релаксация напряжений в зоне пластических деформаций, т. е. происходит постепенное, с течением времени, уменьшение напряжений.

На рис. 6.23 показана диаграмма ползучести материала при различном времени выдержки под напряжением. Верхняя кривая представляет собой обычную диаграмму растяжения без выдержки. Она показывает, что при напряжениях, превышающих предел текучести σ_T , в материале возникают пластические деформации. Если материал при каждом напряжении выдерживать длительное время, то вследствие ползучести пластические деформации увеличиваются и кривые растяжения становятся более пологими. Каждому времени выдержки соответствует своя кривая. При высоких температурах все семейство характеристик материала смещается вниз.

Расчет диска с учетом ползучести — это определение его напряженного состояния по истечении определенного периода времени работы под нагрузкой. Для проведения расчета необходимо располагать кривыми ползучести для заданного времени при различных температурах (рис. 6.24), которые соответствуют темпера-

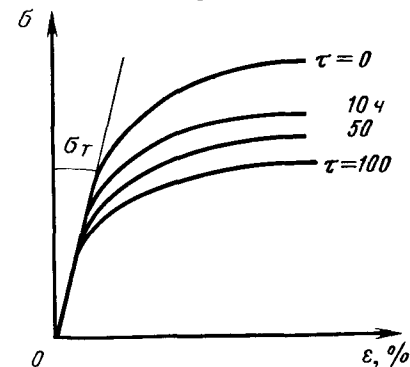


Рис. 6.23. Типовая диаграмма ползучести материала в зависимости от времени выдержки при постоянной температуре

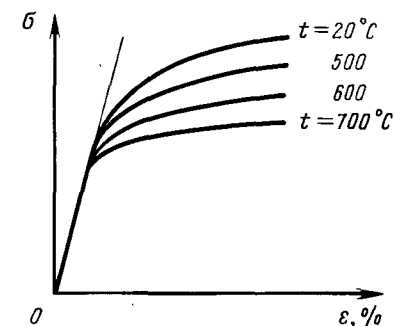


Рис. 6.24. Типовая диаграмма ползучести материала при различных температурах и одинаковом времени выдержки

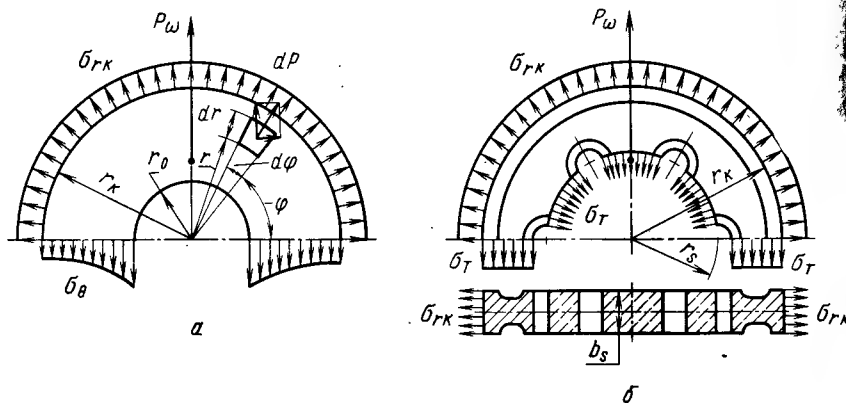


Рис. 6.25. К оценке прочности диска по разрушающей частоте вращения

турам отдельных сечений диска. Методика расчета напряжений методом секущих модулей та же, что и в предыдущем разделе.

Запас прочности дисков по разрушающей частоте вращения

Надежность диска, работающего с пластическими деформациями, не может оцениваться запасами прочности по местным напряжениям. Его надежность зависит от обширности зон пластических деформаций. Оценка прочности диска в этих случаях производится сравнением разрушающей нагрузки с действующей.

Разрушающей принято называть такую нагрузку, при которой пластическая область заполняет весь диск и его несущая способность полностью исчерпывается.

Запасом прочности по разрушающей нагрузке принято называть отношение

$$k_s = P_s / P_\omega, \quad (6.93)$$

где P_s — разрушающая нагрузка; P_ω — действующая нагрузка при максимальной рабочей скорости рабочего колеса.

Для оценки прочности диска по разрушающей нагрузке рассмотрим условие равновесия внутренних сил, действующих в диаметральной плоскости диска, и внешних инерционных сил, возникающих при его вращении (рис. 6.25, а):

$$2 \int_{r_0}^{r_K} \sigma_\theta b dr = \int_{r_0}^{r_K} \int_0^\pi \rho \omega^2 b r^2 \sin \varphi d\varphi dr + 2 \sigma_{rK} b_K r_K. \quad (6.94)$$

Первое слагаемое правой части формулы представляет собой равнодействующую инерционных сил собственной массы половины диска, второе — усилие, возникающее от действия контурной нагрузки.

Контурной нагрузкой является центробежная сила лопаток. Как и первое слагаемое, она пропорциональна ω^2 . Определение σ_{rK} производится по формуле (6.59).

Равенство (6.94) показывает, что существует угловая скорость ω_s , при которой напряжения σ_θ достигают предела текучести σ_T . Эту скорость принято называть разрушающей. Действующее при этом разрушающее усилие подсчитывается по формуле

$$P_s = 2 \int_{r_0}^{r_K} \sigma_T b dr. \quad (6.95)$$

При вычислении интеграла следует принять во внимание, что σ_T зависит от температуры и поэтому изменяется вдоль радиуса диска.

Действующую нагрузку при скорости ω можно подсчитать по формуле (6.94), которая после частичного интегрирования примет вид

$$P_\omega = 2 \rho \omega^2 \int_{r_0}^{r_K} b r^2 dr + 2 \sigma_{rK} b_K r_K. \quad (6.96)$$

Согласно (6.95) и (6.96) формула запаса прочности (6.93) принимает вид

$$k_s = \frac{\int_{r_0}^{r_K} \sigma_T b dr}{\rho \omega^2 \int_{r_0}^{r_K} b r^2 dr + \sigma_{rK} b_K r_K}. \quad (6.97)$$

Если в качестве расчетного принять диаметрально-кольцевое сечение (рис. 6.25, б), то суммарное разрушающее усилие будет равно

$$P_s = 2 \int_{r_s}^{r_K} \sigma_T b dr + 2 \sigma_T b_s r_s. \quad (6.98)$$

Действующая нагрузка, как и прежде, подсчитывается по формуле (6.96), но в качестве нижнего предела интеграла следует взять r_s . Соответственно формула для определения запаса прочности будет иметь вид

$$k_s = \frac{\int_{r_s}^{r_K} \sigma_T b dr + \sigma_T b_s r_s}{\rho \omega^2 \int_{r_s}^{r_K} b r^2 dr + \sigma_{rK} b_K r_K}. \quad (6.99)$$

Запас прочности по разрушающей нагрузке лежит в пределах 1,8 ... 2,3.

Числитель формулы (6.97) может быть представлен правой частью равенства (6.94). Он пропорционален квадрату разрушающей скорости ω_s , а знаменатель — квадрату максимальной рабочей скорости. Поэтому можно записать

$$k_s = \omega_s^2 / \omega_{\max}^2.$$

Взяв корень квадратный этого отношения, получим еще одну оценку прочности диска — по разрушающей частоте вращения:

$$k_\omega = \frac{\omega_s}{\omega_{\max}} = \sqrt{k_s}. \quad (6.100)$$

Этот показатель не должен быть меньше 1,35—1,50 [6, 31]. Он является весьма наглядной характеристикой прочности.

Об оценке запасов прочности дисков

Приведенные численные значения запасов прочности являются ориентировочными. Эти значения определяются отраслевыми стандартами и нормами прочности для каждого вида критерия, методов их оценки, применяемых материалов, условий работы. Величины запасов прочности прямо влияют на качество конструкций дисков. От запаса прочности зависит масса дисков, их надежность, вероятность разрушения.

Запас прочности иногда определяется по пределу прочности материала σ_b или по пределу текучести σ_t . Численные значения запаса прочности при одном и том же значении расчетного напряжения различны. Взаимную связь, например, запаса прочности и предела прочности можно определить по формуле

$$k_b = \frac{\sigma_b}{\sigma_{\text{расч}}} = \frac{\sigma_b}{\sigma_t} \frac{\sigma_t}{\sigma_{\text{расч}}}. \quad (6.101)$$

Отношение σ_b / σ_t колеблется для некоторых марок конструкционных сталей в пределах 1,2 ... 1,4, для кованных алюминиевых сплавов — в пределах 1,4 ... 1,7, для титана 1,07 ... 1,4. Следовательно, запасы прочности по пределу прочности должны быть на 20—40 % больше (для алюминиевых дисков до 80 %) по сравнению с запасами прочности по пределу текучести. Должны учитываться также особенности характеристик материалов и условий работы.

Пределы длительной прочности σ_τ также существенно отличаются от пределов текучести материала σ_t . Для некоторых материалов, при высоких температурах, разница может достигать до 80 % и более. Это должно учитываться в тех случаях, когда запас прочности оценивается по пределу текучести.

Наиболее стабилен запас прочности по пределу длительной прочности:

$$k_\tau = \frac{\sigma_\tau}{\sigma_{\text{расч}}}. \quad (6.102)$$

Предел длительной прочности детали σ_τ определяется с учетом способа ее обработки, условий работы в конструкции и темпера-

туры. Запас прочности по этому критерию может быть минимальным, в пределах 1,2 ... 1,3. Запас прочности по пределу текучести должен быть выше, в пределах 1,6 ... 1,8, а по пределу прочности составлять 2,0 ... 2,5. Эти критерии далее уточняются по характеристикам материалов.

Предел длительной прочности допускает некоторую ползучесть материала и накопление пластических деформаций с течением времени. Для более точной оценки ползучести существует для конструкционных материалов специальная оценка — предел ползучести. Пределом ползучести называется напряжение, при котором пластическая деформация за заданный промежуток времени достигает величины, установленной техническими условиями.

Для дисков авиационных газовых турбин за величину предела ползучести часто принимают напряжение, при котором пластическая деформация достигает 0,1 ... 0,2 % за 300 ... 500 ч. Это напряжение обозначается, например, $\sigma_{0,2/300}$. Первая цифра — это деформация, вторая — время в часах.

Ввиду того, что пределы ползучести меньше, чем пределы длительной прочности, и непосредственно не связаны с разрушением материала, запасы прочности по пределу ползучести могут быть меньше, чем указано.

Например, для стали ЭИ388 при $t = 700^\circ\text{C}$ $\sigma_{100} = 225$ МПа, а $\sigma_{0,2/100} = 210$. Для сплава ЭИ437 при $t = 700^\circ\text{C}$ $\sigma_{100} = 302$, а $\sigma_{0,2/100} = 230$ МПа. Таким образом, для стали ЭИ388, при запасе по пределу длительной прочности, равном 1,2, запас по пределу ползучести будет 1,12; для сплава ЭИ437 при запасе по прочности, равном 1,3, запас по ползучести окажется равным 1,0.

6.2.7. Оценка прочности рабочего колеса центробежного компрессора

Конструкция рабочего колеса центробежного компрессора во многом отличается от конструкции рабочего колеса осевой ступени компрессора или турбины (рис. 6.26). Основные отличия центробежного колеса, не учитываемые в расчетной модели осевого колеса, состоят в следующем.

Центробежное колесо не имеет плоскости симметрии. Срединная поверхность собственно диска сильно искривлена и имеет большую перпендикулярность к цилиндрическим сечениям, которые обычно принимаются за базовые границы кольцевых участков.

Боковое расположение лопаток увеличивает несимметрию колеса и усложняет расчетную схему, так как лопатки частично работают на растяжение от сил инерций собственной массы, а часть нагрузки передают на диск. Возникают большие неучитываемые напряжения на наружном контуре лопаток, а диск работает на изгиб.

Лопатки испытывают большие газовые нагрузки в окружном направлении. Эти нагрузки создают изгибающие моменты по контуру соединения лопаток с диском. В результате существенно

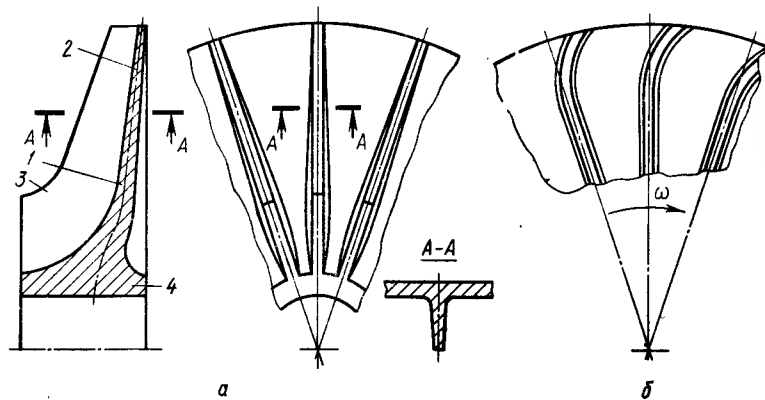


Рис. 6.26. Конструктивные формы рабочего колеса центробежного компрессора (а) и элемент активного центробежного колеса с изгибом лопаток в сторону вращения (б):

1 — полотно диска; 2 — срединная поверхность; 3 — лопатки; 4 — ступица

изменяется напряженное состояние диска, особенно в его периферийной части, где толщина стенки диска незначительна.

Отмеченные особенности не позволяют использовать с большой достоверностью методику упругого расчета дисков осевых машин.

Оценку прочности центробежного колеса можно произвести по разрушающей частоте вращения.

Напряженное состояние центробежного колеса характеризуется тем, что наибольшие окружные и радиальные напряжения могут возникнуть в области средних радиусов колеса. При увеличении частоты вращения напряжение достигает предела текучести прежде всего в этой части колеса. При дальнейшем увеличении частоты вращения область пластических деформаций расширяется как в сторону периферии, так и к центру. Частота вращения, при которой пластическая зона достигнет внешнего контура диска, является предельной и называется разрушающей. При этом из-за массивности центральной части колеса пластические деформации не захватывают область ступицы. Поэтому определять разрушающую частоту по диаметальному сечению колеса неправильно.

Учитывая, что пластическая область распространяется от средних радиусов к периферии колеса, расчетным принимается диаметрально-круговое сечение $ABCDE$ (рис. 6.27).

Предельная разрушающая нагрузка для выделенного сечения определяется по формуле

$$P_s = 2\sigma_T \left[(b + \Delta b)_s + \int_{r_s}^{r_k} b dr \right], \quad \text{где} \quad \Delta b_s = \frac{f_{лs} z}{2\pi r_s}. \quad (6.103)$$

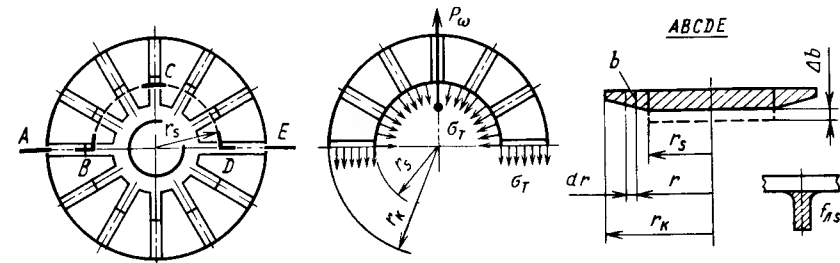


Рис. 6.27. К расчету центробежного колеса по разрушающим частотам вращения

Действующее на расчетное сечение усилие определяется как центробежная сила половины массы диска, лежащей за пределами радиуса r_s :

$$P_\omega = 2\omega^2 \int_{r_s}^{r_k} \rho_{пр} b r^2 dr, \quad (6.104)$$

где $\rho_{пр}$ — условная плотность материала диска, которая как бы включает в себя массу лопаток. Она определяется по формуле

$$\rho_{пр} = \rho \frac{F}{2\pi r b} = \rho \left(1 + \frac{f_{лz}}{2\pi r b} \right). \quad (6.105)$$

Здесь F — общая площадь кольцевого сечения диска на радиусе r , включая сечения лопаток; $f_{л}$ — площадь поперечного сечения одной лопатки на радиусе r ; z — число лопаток.

Запас прочности по разрушающей нагрузке

$$k_s = P_s / P_\omega. \quad (6.106)$$

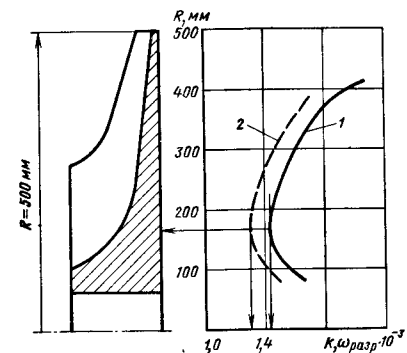
Запас прочности по разрушающей частоте

$$k_\omega = \sqrt{k_s}. \quad (6.107)$$

Задаваясь различными величинами радиуса r_s , определяем запас прочности вдоль радиуса колеса. Минимальный запас прочности принимается как запас прочности колеса в целом. Радиус r_s , для которого запас прочности минимален, считается наиболее вероятным для разрушения. На рис. 6.28 показано примерное распределение запасов прочности колеса центробежного компрессора.

Рис. 6.28. Оценка минимального запаса прочности и опасного сечения центробежного колеса по разрушающим частотам вращения:

1 — $\omega_{разр}$ — разрушающая скорость для отдельных сечений рабочего колеса; 2 — запас прочности $k = \omega_{разр} / \omega_{мах}$



6.3. КОЛЕБАНИЯ ДИСКОВ

6.3.1. Общие понятия о колебаниях круглых пластин и дисков

Высокая степень точности оценки статической прочности дисков ГТД, высокое качество материалов, применяемых для их изготовления, а также стремление к минимальной массе конструкций позволяют проектировать легкие диски турбин и компрессоров с весьма незначительной толщиной стенок. Но тогда появляется возможность возникновения опасных резонансных колебаний или автоколебаний дисков. Огромные резонансные или автоколебательные всплески напряжений приводят к разрушению дисков несмотря на наличие вполне достаточных запасов статической прочности. Поэтому необходимо уделять большое внимание динамической прочности дисков.

При расчетах и исследованиях дисков ГТД на колебания диски и лопатки рассматриваются как единое целое, так как их колебания взаимосвязаны.

Основой для оценки колебательных явлений дисков является изучение полного спектра собственных частот и форм колебаний. Спектр собственных частот и форм колебаний — это всевозможные виды и формы колебаний дисков, которые могут возникнуть в рабочих условиях под воздействием различных причин.

Спектр собственных форм колебаний в первом приближении можно представить с помощью круглых пластин (рис. 6.29). Формы колебаний отличаются друг от друга числом узловых диаметров n и числом узловых окружностей s . В соответствии с этими признаками все формы разделяются на три группы.

К первой группе относятся осесимметричные формы колебаний (иногда называемые зонтичными). Для этих форм характерно отсутствие узловых диаметров ($n = 0$). Внутри группы формы отличаются числом узловых окружностей ($s = 0, 1, 2, 3$ и т. д.). Чем больше число узловых окружностей, тем выше частота собственных колебаний. Расположение узловых окружностей строго

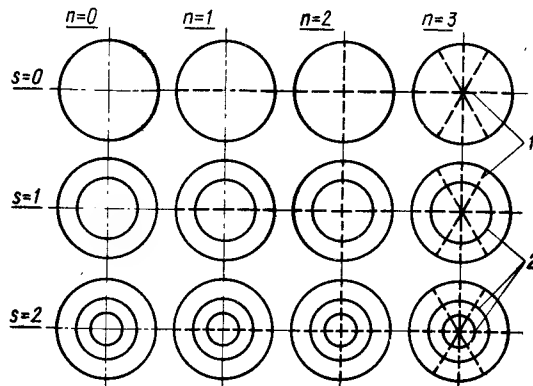


Рис. 6.29. Формы колебаний дисков:

n — число узловых диаметров; s — число узловых окружностей; 1 — узловые диаметры; 2 — узловые окружности

определенно и зависит от профиля пластины и способа ее закрепления — по центру или по внешнему контуру. Особенностью осесимметричных форм является их неуравновешенность в осевом направлении. При осесимметричных колебаниях на опорах диска — на валу или по внешнему контуру — возникает осевая гармоническая сила, вызывающая совместные осевые колебания диска и вала. И наоборот, осевые колебания вала могут вызвать осесимметричные колебания диска.

Ко второй группе относятся кососимметричные формы колебаний, для которых характерным является наличие только одного узлового диаметра и нескольких узловых окружностей. Для низшей формы колебаний $s = 0$. Особенностью кососимметричных форм колебаний является неуравновешенность динамического момента, возникающего относительно узлового диаметра. Вследствие этого при колебаниях происходит взаимодействие диска с валом в виде изгибающего момента. Кососимметричные колебания дисков рассматриваются при совместных изгибных колебаниях дисков и валов.

Третья группа — циклически симметричные формы колебаний. Эта группа весьма обширна, формы колебаний в ней разделяются на подгруппы по числу узловых диаметров: $n = 2, 3, 4, 5$ и т. д. В каждой подгруппе отличие форм, как и раньше, происходит по числу узловых окружностей. Формы без узловых окружностей являются простейшими в своей подгруппе. Общей характерной особенностью циклически симметричных форм колебаний является их полная динамическая уравновешенность. Обнаружить такие колебания дисков с помощью аппаратуры, установленной на корпусе двигателя, как правило, невозможно. Это создает большие трудности в осуществлении контроля за колебаниями дисков, так как требует их измерения непосредственно на дисках, что весьма затруднительно, особенно для быстро вращающихся дисков компрессоров и турбин ГТД.

Для всех форм колебаний прогиб диска в любой точке можно записать в виде следующей функции:

$$w = U(r) \cos n\theta \cos pt, \quad (6.108)$$

где $U(r)$ — амплитудная функция — наибольший прогиб диска в сечении между узловыми диаметрами (рис. 6.30). Эта функция показывает закон изменения прогибов вдоль радиуса диска; θ — угловая координата точки, отсчитываемая от сечения с максимальными прогибами. Функция показывает, что прогибы диска изменяются по окружности по гармоническому закону; $\cos pt$ — функция, где p — угловая частота колебаний, показывающая изменение прогибов с течением времени t . Отсчет времени при этом производится от момента достижения прогиба максимального значения. Если за начальный момент отсчета времени принять момент прохождения диска через нулевое положение, то в формуле (6.108) вместо $\cos pt$ следует поставить $\sin pt$.

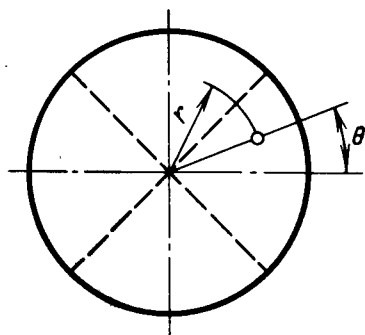


Рис. 6.30. Схема отсчета полярных координат колеблющейся точки диска от плоскости максимальных прогибов

Каждой форме собственных колебаний соответствует строго определенная частота колебаний. Для простых круглых пластин частота может быть подсчитана по формуле

$$\rho = \frac{\alpha_{ns}}{R^2} \sqrt{\frac{D}{\rho h}}, \quad (6.109)$$

где R — радиус пластины по внешнему контуру; ρ, h — плотность материала и толщина пластины;

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)} — \text{цилиндрическая жесткость}; \quad (6.110)$$

α_{ns} — коэффициент частоты для формы ns .

В табл. 6.1 приведены значения коэффициентов для условий закрепления пластины по внешнему контуру в виде заделки.

В табл. 6.2 приведены значения коэффициентов для условия закрепления пластины в виде заделки по центральной части.

Формула (6.109) и таблицы коэффициентов дают представление о соотношении собственных частот различных форм колебаний и их зависимость от основных размеров пластины и способа ее закрепления.

Формы собственных колебаний рабочих колес компрессоров и турбин ГТД аналогичны формам простых круглых пластин.

Таблица 6.1

Число узловых окружностей	Число узловых диаметров			
	$n = 0$	$n = 1$	$n = 2$	$n = 3$
	Значения α_{ns}			
$s = 0$	10,24	21,25	33,60	51
$s = 1$	39,80	60,80	84,60	111
$s = 2$	89,00	120,00	153,80	190
$s = 3$	158,30	199,00	243,00	—

Таблица 6.2

Число узловых окружностей	Число узловых диаметров			
	$n = 0$	$n = 1$	$n = 2$	$n = 3$
	Значения α_{ns}			
$s = 0$	3,75	3,42	5,39	12,49
$s = 1$	20,91	27,56	34,80	53,30
$s = 2$	60,68	—	—	—

При этом у лопаток, расположенных на диске, колебания различного вида. Те лопатки, через которые проходят узловые диаметры, совершают крутильные колебания, а те, которые расположены точно посередине между узловыми диаметрами, совершают чисто изгибные колебания. Остальные лопатки имеют смешанный вид колебаний, с преобладанием того или иного вида в зависимости от их месторасположения на диске. Узловые окружности могут устанавливаться как на полотне диска, так и на лопаточной части.

Для дисков, обладающих строгой осевой симметрией, расположение узловых диаметров может быть произвольным. Если осевая симметрия нарушается из-за дискретности расположения лопаток с большим шагом, из-за наличия нецентральных отверстий на полотне или болтовых бобышек, то узловые диаметры ориентируются по этим аномалиям. Возникает парная система форм колебаний, при которой однотипные формы колебаний сдвинуты относительно друг друга на половину полуволны формы (рис. 6.31). Частоты парных форм отличаются друг от друга на небольшую величину [13].

Особенности конструкций роторов компрессоров и рабочих колес турбин определяют большое разнообразие форм колебаний колес.

Диски роторов компрессоров, когда силовая оболочка ротора проходит по внешнему контуру дисков (рис. 6.32, а), колеблются по формам круглых пластин с заделкой по внешнему контуру. Преобладают формы осесимметричные с различным числом узловых окружностей, но могут быть и с узловыми диаметрами.

Если диаметр силовой оболочки ротора меньше диаметра внешнего контура диска (рис. 6.32, б), то внешняя часть диска вместе с лопатками может колебаться с несколькими узловыми диаметрами. Внутренняя часть диска при жесткой оболочке колеблется независимо от внешней по формам круглых пластин. Однако если толщина стенки силовой оболочки незначительна, то внешняя и внутренняя части диска колеблются совместно, вовлекая в колебания и стенки оболочки. Возникают общие колебания всей системы ротора компрессора (рис. 6.32, в).

Диски турбин имеют, как правило, большую ступицу и жесткий пояс крепления к валу (рис. 6.32, г). Колебания таких дисков происходят совместно с лопатками, по формам с несколькими узловыми диаметрами. Пояс заделки диска проходит по

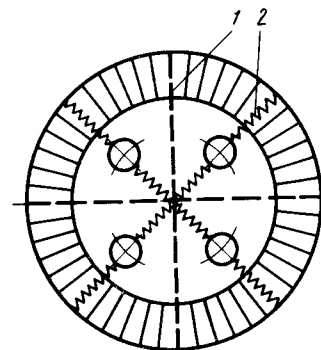


Рис. 6.31. К вопросу о парности форм собственных колебаний дисков:

1 — первая парная форма (меньшая частота); 2 — вторая парная форма (большая частота)

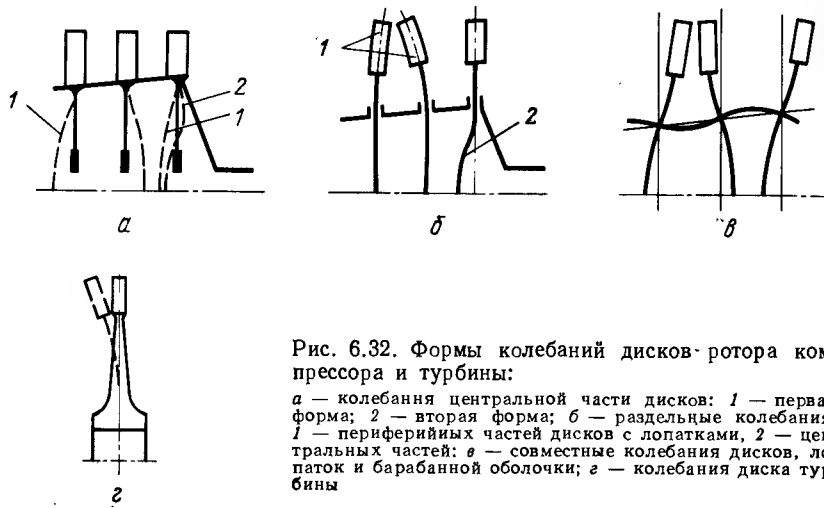


Рис. 6.32. Формы колебаний дисков ротора компрессора и турбины:

а — колебания центральной части дисков: 1 — первая форма; 2 — вторая форма; б — раздельные колебания: 1 — периферийных частей дисков с лопатками, 2 — центральных частей; в — совместные колебания дисков, лопаток и барабанной оболочки; г — колебания диска турбины

поясу крепления к валу. Для одноступенчатых турбин с большим диаметром рабочего колеса их колебания представляют большую опасность. В конструкциях двух и более ступенчатых турбин диски обычно связываются между собой тонкостенными оболочками. Тогда колебания турбинных дисков следуют по схемам, рассмотренным для осевых компрессоров.

Рассмотренные наиболее типичные формы и виды колебаний рабочих колес роторов определяют расчетную схему диска при расчете его на колебания при условии идеально жесткого закрепления.

6.3.2. Расчет на колебания рабочих колес компрессоров и турбин методом Рэлея

В большинстве случаев наиболее важно рассчитать основные, т. е. первые формы колебаний рабочих колес. Первыми формами являются все формы без узловых окружностей с любым числом узловых диаметров. Эти формы весьма рационально рассчитывать с точки зрения затрат времени и с достаточной степенью точности хорошо разработанным методом Рэлея.

Основой этого метода является уравнение сохранения энергии

$$\Pi + K = \text{const}, \quad (6.111)$$

которое означает, что сумма потенциальной энергии деформаций и кинетической энергии колебательного движения в течение всего времени остается постоянной. Это условие справедливо для свободных колебаний, когда на систему не действуют внешние возмущающие силы и отсутствуют потери энергии.

В процессе колебаний периодически происходит переход одного вида энергии в другой. Например, в положении наибольшего отклонения системы от статического состояния покоя мгновенная скорость равна нулю. Равна нулю и кинетическая энергия, а потенциальная энергия деформации в этот момент максимальна. В момент прохода системы через нулевое состояние деформации в системе равны нулю, поэтому $\Pi = 0$. Скорость движения, а вместе с этим и кинетическая энергия максимальны.

Сказанное позволяет записать равенство (6.111) в таком виде

$$\Pi_{\max} = K_{\max}. \quad (6.112)$$

Для рабочих колес ГТД оба вида энергий включают в себя энергии диска и лопаток. При этом необходимо учитывать напряженное состояние диска и лопаток от действия радиальных статических сил.

Для расчета потенциальной энергии изгиба диска воспользуемся формулами общей теории пластин и оболочек.

Потенциальная энергия деформаций круглой пластины представляется в полярных координатах следующей формулой:

$$\begin{aligned} \Pi = \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} \int_{r_0}^{r_k} D \left\{ \left(\frac{\partial^2 w}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} \right)^2 - \right. \\ \left. - 2(1-\mu) \left[\frac{\partial^2 w}{\partial r^2} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} \right) - \right. \right. \\ \left. \left. - \left\{ \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial \theta} \right) \right\}^2 \right] \right\} r dr d\theta. \end{aligned} \quad (6.113)$$

Следует обратить внимание на то, что при расчете пластин, защемленных по внешнему контуру, интеграл второго члена формулы обращается в нуль.

Максимальная потенциальная энергия, когда $\cos pt = 1$, при колебаниях по форме с несколькими узловыми диаметрами получится после подстановки в (6.113) функции прогиба:

$$w_{\max} = U(r) \cos n\theta; \quad (6.114)$$

$$\begin{aligned} \Pi = \frac{1}{2} \pi \int_{r_0}^{r_k} D \left\{ \left(\frac{d^2 U}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dU}{dr} - \frac{n^2}{r^2} U \right)^2 - \right. \\ \left. - 2(1-\mu) \left[\frac{d^2 U}{dr^2} \left(\frac{1}{r} \frac{dU}{dr} - \frac{n^2}{r^2} U \right) - \left\{ \frac{d}{dr} \left(\frac{n}{r} U \right) \right\}^2 \right] \right\} r dr. \end{aligned} \quad (6.115)$$

Если в срединной поверхности диска действуют большие напряжения растяжения или сжатия, то изгиб такого диска

требует дополнительной затраты энергии. Эта энергия подсчитывается по формуле

$$\Pi_N = \frac{1}{2} \pi \int_{r_0}^{r_2} h \left[\sigma_r \left(\frac{dU}{dr} \right)^2 + \sigma_\theta \frac{n^2}{r^2} U^2 \right] r dr. \quad (6.116)$$

Входящие в формулу напряжения σ_r и σ_θ являются известными величинами, получаемыми из расчета диска на прочность.

Для расчета потенциальной энергии изгиба лопаток их массу заменяют эквивалентной массой, непрерывно распределенной по ометаемой лопатками площади, обладающей равными с лопаткой жесткостью на изгиб и удельной массой:

$$D_\pi = \frac{EJz}{2\pi r}; \quad m_\pi = \frac{\rho F_\pi z}{2\pi r}, \quad (6.117)$$

где E , J , F_π — модуль упругости, момент инерции сечения лопатки на изгиб, площадь поперечного сечения лопатки на радиусе r . E берется с учетом температуры лопатки в данном сечении; z — число лопаток на рабочем колесе.

Потенциальная энергия лопатки складывается из двух частей — потенциальной энергии деформации изгиба и энергии, затрачиваемой на преодоление действия центробежных сил:

$$\begin{aligned} \Pi_\pi = & \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} D_\pi \left(\frac{\partial^2 w}{\partial r^2} \right)^2 r dr d\theta + \\ & + \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} m_\pi \omega^2 r^2 dr d\theta \int_{r_1}^r \left(\frac{\partial w}{\partial r} \right)^2 dr, \end{aligned} \quad (6.118)$$

где r_1 и r_2 — радиусы окружностей по корневым сечениям и по концам лопаток

В связи с тем, что колебания лопатки и диска рассматриваются как совместные, функция (6.114) максимальных прогибов распространяется и на лопатки. Тогда после интегрирования общего множителя

$$\int_0^{2\pi} \cos^2 n\theta d\theta = \pi \quad (6.119)$$

и замены D_π и m_π согласно (6.117) получим следующую формулу для расчета потенциальной энергии лопаточного венца при колебаниях:

$$\Pi_\pi = \frac{z}{4} \int_{r_1}^{r_2} EJ \left(\frac{d^2 U}{dr^2} \right)^2 dr + \frac{z}{4} \int_{r_1}^{r_2} \rho \omega^2 F_\pi r dr \int_{r_1}^r \left(\frac{dU}{dr} \right)^2 dr. \quad (6.120)$$

Общая потенциальная энергия представляется суммой

$$\Pi_{\max} = \Pi + \Pi_N + \Pi_\pi. \quad (6.121)$$

Потенциальная энергия деформаций кольца, в котором расположены замки лопаток, не учитывается приведенной формулой в виду нарушения его целостности.

Максимальная кинетическая энергия колебаний диска с лопатками представляется обычной формулой

$$2K = \int_{r_0}^{r_1} \int_0^{2\pi} \rho h r \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 dr d\theta + \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{2\pi} m_\pi r \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 dr d\theta. \quad (6.122)$$

Скорость колебательного движения диска определяется производной функции прогиба (6.108) и равна

$$\frac{\partial w}{\partial t} = -pU(r) \cos n\theta \sin pt, \quad (6.123)$$

ее максимальное значение будет при $\sin pt = 1$. Соответственно формула максимальной кинетической энергии имеет вид

$$K_{\max} = \frac{\pi}{2} p^2 \left\{ \int_{r_0}^{r_1} \rho h r U^2(r) dr + \int_{r_1}^{r_2} \frac{1}{2\pi} \rho F_\pi z U^2(r) dr \right\}. \quad (6.124)$$

В формулы потенциальной и кинетической энергий входит функция прогиба $U(r)$, которую необходимо подобрать так, чтобы удовлетворялось равенство (6.112), т. е. равенство общей потенциальной и кинетической энергий. Если этого выполнить не удастся, то наиболее точной из всех приближенных функций будет та, при которой разность $\Pi_{\max} - K_{\max}$ будет наименьшей.

При конструировании функции прогиба из сопряженных отрезков кривых различного математического выражения или при выборе общей формулы прогиба для дисковой и лопаточной части необходимо, чтобы изображаемая форма прогиба удовлетворяла условиям закрепления диска. Вместе с тем функция прогиба должна содержать свободные параметры, один или несколько, с помощью которых можно было бы варьировать форму прогиба, не нарушая условия закрепления и достигая минимума разности:

$$\Phi = \Pi_{\max} - K_{\max}. \quad (6.125)$$

В простейшем случае для форм колебаний, изображенных на рис. 6.32, а, может быть использована функция прогиба в виде

$$U(r) = r^s, \quad (6.126)$$

где $s > 1$; а в случае барабанной конструкции ротора (рис. 6.32, б) — функция

$$U(r) = (r - r_0)^s, \quad (6.127)$$

где r_0 — радиус окружности барабана.

В обоих случаях предполагается, что внутренний контур диска имеет закрепление в виде заделки, при которой прогиб и угол поворота сечения равны нулю. Показатель степени s яв-

ляется варьируемой величиной и подбирается так, чтобы функционал имел минимальное значение при избранной форме изгиба диска.

Приведенные примеры функций прогиба позволяют получить достаточно точный результат расчета при незначительном объеме вычислительных работ. Более точные расчеты с помощью ЭВМ производятся на основе более точных функций прогиба методом Ритца.

Для функции прогиба (6.126) формулы потенциальной и кинетической энергий имеют следующий вид: потенциальная энергия деформации диска

$$\Pi = \frac{1}{2} \pi f(s) \int_0^{r_k} D r^{2s-3} dr, \quad (6.128)$$

где

$$f(s) = (s^2 - n^2)^2 - 2(1 - \mu)(s - 1)(s^2 - 2sn^2 + n^2). \quad (6.129)$$

Формула (6.116) принимает вид

$$\Pi_N = \frac{1}{2} \pi \int_0^{r_k} h(s^2 \sigma_r + n^2 \sigma_\theta) r^{2s-1} dr. \quad (6.130)$$

Формула потенциальной энергии лопатки

$$\Pi_L = \frac{1}{4} z \left[s^2 (s-1)^2 \int_{r_1}^{r_2} E J r^{2(s-2)} dr + \frac{s^2}{2s-1} \int_{r_1}^{r_2} \rho \omega^2 F_{лr} (r^{2s-1} - r_1^{2s-1}) dr \right]. \quad (6.131)$$

Кинетическая энергия определяется формулой

$$K_{\max} = \frac{\pi}{2} p^2 \left[\int_0^{r_1} \rho h r^{2s+1} dr + \int_{r_1}^{r_2} \frac{1}{2\pi} \rho F_{лr} r^{2s} dr \right]. \quad (6.132)$$

Дальнейшее интегрирование связано с законом изменения D , напряжений σ_r и σ_θ для диска и переменных EJ , $F_{лr}$ — для лопаток. Как правило, интегрирование производится численными методами.

После подсчета энергий как функций s , полагая равенство суммарной потенциальной и кинетической энергий, составляем функцию Рэлея:

$$p^2 = \frac{\Pi + \Pi_N + \Pi_L}{K_{\max}^*}, \quad (6.133)$$

где $K_{\max}^*$ — кинетическая энергия, подсчитанная по формуле (6.132) для $p = 1$.

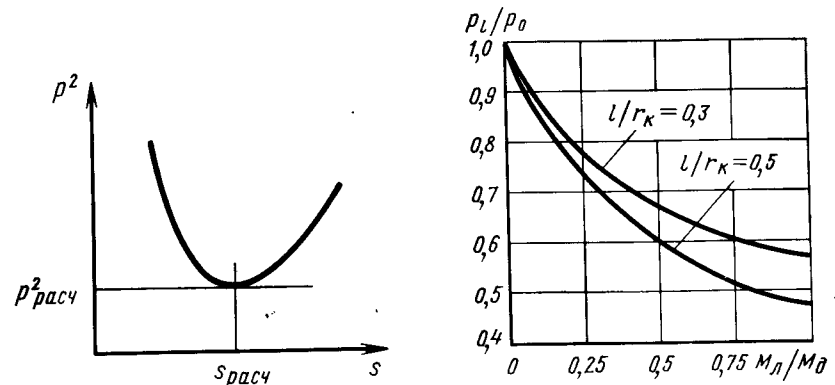


Рис. 6.33. Минимизационная кривая метода Рэлея-Ритца расчета дисков на колебания

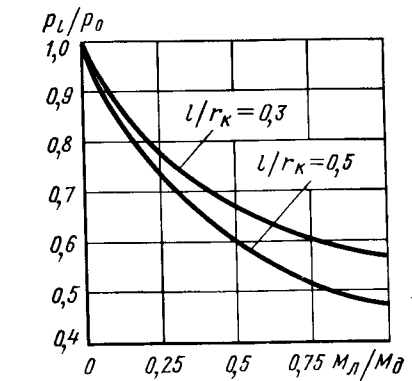


Рис. 6.34. Влияние масс лопаток на частоты собственных колебаний рабочих колес компрессоров и турбин

Зависимость p^2 от параметра s , подсчитанная по формуле (6.133), строится в виде графика (рис. 6.33). Минимальное значение p^2 является искомой частотой, а параметр $s_{расч}$ — степенью функции прогиба (6.126).

Следует иметь в виду, что частота собственных колебаний, подсчитанная по формуле Рэлея (6.133), всегда несколько превышает точное значение из-за приближенности функции прогиба. Функция прогиба $U = r_s$, построенная по расчетному показателю степени $s_{расч}$, является осредненной и не может быть использована для определения напряжений изгиба в диске при колебаниях.

Формула Рэлея (6.133) на основе формул (6.128) ... (6.132) позволяет производить оценку собственных частот колебаний рабочих колес компрессоров и турбин ГТД самых разнообразных конструкций и условий работы.

6.3.3. Зависимость собственных частот от различных факторов

Увеличение коничности или гиперболичности сечения полотна диска ведет к существенному увеличению собственных частот в 1,5—2 раза [37].

Широкий обод на диске увеличивает его изгибную жесткость и также дает увеличение собственных частот. Увеличение частот зависит от массивности обода и может достигать 10 ... 15 %.

Наличие на диске лопаток существенно снижает частоты колебаний. Это зависит главным образом от величины масс лопаток и их длины. На рис. 6.34 показано уменьшение частот в зависимости от соотношения массы всех лопаток и собственной массы диска. За единицу принята собственная частота диска без лопаток. Если рассматривать увеличение массы лопаток в пределах 0,25 ... 0,5 от массы диска, то уменьшение собственной частоты происходит на 15 %, а для более длинных лопаток — до 20 %.

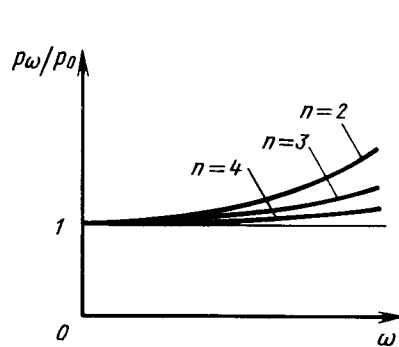


Рис. 6.35. Влияние угловой скорости на частоты собственных колебаний рабочих колес компрессоров и турбин

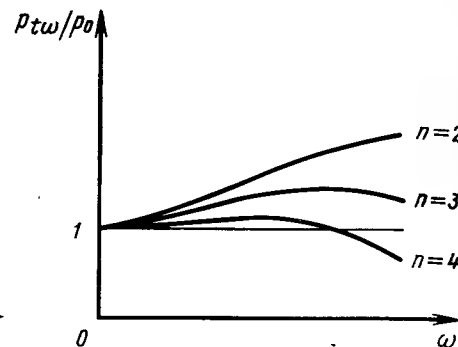


Рис. 6.36. Изменение собственных колебаний дисков турбин с учетом температур в двигателе

Определяющее влияние на частоты собственных колебаний оказывает угловая скорость рабочего колеса. Большой величины радиальные инерционные силы препятствуют изгибу диска, повышая частоты собственных колебаний (рис. 6.35). Как показывают расчеты, увеличение частот в рабочих условиях может достигать двукратного значения. Оно зависит от геометрической формы рабочего колеса и лопаток, от соотношения их масс и жесткостей. Количественная зависимость может быть представлена формулой

$$p_{\omega}^2 = p_0^2 + B_{\omega}^2, \quad (6.134)$$

где p_0 — частота собственных колебаний колеса при отсутствии вращения; B — коэффициент влияния угловой скорости.

Приведенная формула является модификацией формулы Рэлея (6.133). Входящие в нее значения p_0 и B вычисляются с помощью тех же формул потенциальных и кинетических энергий.

Диски турбин в рабочем состоянии имеют высокую температуру. Это влияет на частоты собственных колебаний, так как снижается модуль упругости материала. Кроме того, большое влияние на частоты колебаний оказывает неравномерность нагрева. В рабочем состоянии диски турбин имеют большую разность температур между центральной и периферийной зонами. В результате возникают большие напряжения сжатия на периферии и напряжения растяжения в центре. Это снижает частоты собственных колебаний. Количественная оценка влияния неравномерности нагрева на частоты также может быть получена с помощью метода Рэлея.

Если распределение температур вдоль радиуса диска происходит по кубическому закону

$$\Delta t = \Delta t_0 \left(\frac{r}{r_k} \right)^3, \quad (6.135)$$

где Δt_0 — разность температур на внешнем контуре диска и в центре, то изменение частот колебаний диска с лопатками, для формы колебаний с двумя узловыми диаметрами, можно оценить по формуле

$$p_t^2 = p_0^2 \left(1 - 0,4\alpha \Delta t_0 \frac{r_k^2}{b_{cp}^2} \right) \frac{E_{t\text{cp}}}{E_0}, \quad (6.136)$$

где α — коэффициент линейного расширения материала диска; p_0 — частота собственных колебаний диска с лопатками без нагрева.

Снижение собственных частот дисков на 20 ... 25 % может происходить из-за высоких рабочих температур и неравномерности нагрева. Это влияние более существенно для тонких дисков большого диаметра при больших напряжениях сжатия в обводной части диска из-за нагрева.

Для турбинных дисков в рабочих условиях имеет место одновременное воздействие угловой скорости и температур. Поэтому изменение собственных частот колебаний может выглядеть так, как это показано на рис. 6.36. При малых угловых скоростях основное влияние оказывают радиальные силы лопаток, а при максимальных скоростях из-за высокой температуры периферии диска — температурный фактор. В итоге для одних форм колебаний происходит увеличение частот с увеличением угловых скоростей, а для других, с большим числом узловых диаметров, — уменьшение.

6.3.4. Критические угловые скорости дисков

Колебания дисков могут происходить в виде круговых волн, когда определенная форма колебаний с n узловыми диаметрами, не изменяя своего вида, движется по диску с большой скоростью в ту или иную сторону. Такие колебания называются фазовыми, а форма колебаний фазовой волной.

В природе колебания в виде фазовых волн существуют повсюду. Для дисков ГТД этот вид колебаний можно считать основным.

Между обычными — синфазными колебаниями и колебаниями в виде волн — существует прямая связь. В математической трактовке фазовые волны можно рассматривать как сложение двух тождественных форм колебаний, сдвинутых на диске друг относительно друга на половину шага узловых диаметров [13].

В другой трактовке рассматривается разложение синфазной формы на две волны, бегущие по диску в противоположные стороны с одинаковой скоростью.

Более последовательной является трактовка, когда любая разновидность колебаний дисков рассматривается как сложение независимых фазовых волн, возникающих соответственно определенным условиям.

Для установления связей между рассмотренными выше синфазными колебаниями и фазовыми волнами воспользуемся второй трактовкой.

Колебания любой точки диска при синфазных колебаниях определяются формулой

$$w = U(r) \cos n\theta \cos pt.$$

Произведение косинусов можно представить в виде суммы

$$\cos n\theta \cos pt = \frac{1}{2} [\cos (n\theta - pt) + \cos (n\theta + pt)];$$

тогда

$$w = \frac{1}{2} U(r) [\cos (n\theta - pt) + \cos (n\theta + pt)]. \quad (6.137)$$

Математически полученная формула тождественна исходной, но по смыслу каждое слагаемое представляет собой колебания точек диска, сдвинутые по фазе на угол, пропорциональный координате θ . Вследствие этого колебания имеют вид фазовых волн. Первое слагаемое представляет собой волны с числом n узловых диаметров, бегущую по диску в круговом направлении в сторону отсчета углов θ , а второе слагаемое — волну, бегущую во встречном направлении.

Каждое слагаемое по отдельности удовлетворяет общему дифференциальному уравнению колебаний диска. Поэтому их можно рассматривать как независимые решения. А это значит, что фазовые волны могут существовать на диске независимо друг от друга.

Для любого узлового диаметра выполняется условие $w = 0$. Этому условию соответствует равенство

$$\cos (n\theta_0 \mp pt) = 0, \quad (6.138)$$

где θ_0 — угол, определяющий место расположения узлового диаметра (рис. 6.37).

Отсюда

$$\theta_0 = \pm \frac{p}{n} t + \frac{\pi}{2n}. \quad (6.139)$$

Знак плюс относится к волне, бегущей вперед, а знак минус — к волне, бегущей навстречу. Из формулы видно, что угол θ_0 расположения узловых диаметров с течением времени изменяется.

Скорость перемещения узловых диаметров по диску, а следовательно, и фазовых волн получим дифференцированием (6.139):

$$\dot{\theta}_0 = \pm p/n. \quad (6.140)$$

Волны бегут в противоположные стороны с одинаковой скоростью, пропорциональной частоте собственных колебаний.

Правило движения фазовых волн сохраняется и на вращающемся диске с учетом увеличения собственных частот вследствие вращения диска. Имеют большое значение абсолютные скорости

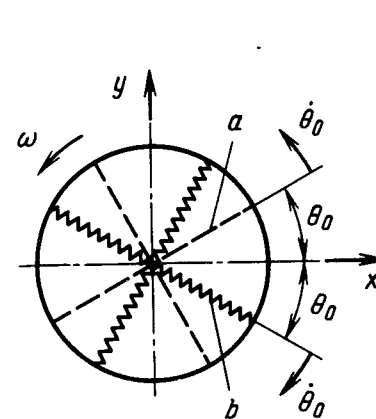


Рис. 6.37. Расположение бегущих на диске волн:

a — в сторону вращения диска; b — во встречном направлении

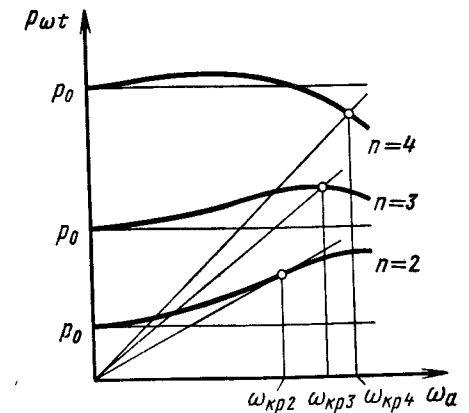


Рис. 6.38. Определение критических угловых скоростей рабочих колес

фазовых волн относительно неподвижных осей координат. Если угловую скорость диска обозначить ω_a , то абсолютные угловые скорости фазовых волн будут равны

$$\Omega = \omega_a \pm p/n. \quad (6.141)$$

Отсюда очевидно, что абсолютные угловые скорости прямых и обратных волн различны.

Абсолютная угловая скорость обратной волны уменьшается по мере возрастания угловой скорости диска ω_a . Существует такая угловая скорость диска, при которой угловая скорость Ω волны становится равной нулю. При этом сама форма колебаний относительно неподвижных осей оказывается неподвижной, а все точки вращающегося диска, следуя по этой форме, совершают поперечные колебания. Угловые скорости, при которых возникает такое состояние, получили название критических скоростей дисков.

Критические скорости являются весьма опасным состоянием. На критической скорости возникает явление резонанса, диск теряет устойчивость. Под воздействием неосесимметричного статического давления на боковую поверхность диска или лопатки появляются большие деформации и напряжения изгиба диска, приводящие к задеванию лопаток диска за статор, к обрыву лопаток и разрушению диска.

Согласно формуле (6.141) критические угловые скорости могут быть определены по формуле

$$\omega_{a\text{кр}} = p/n, \quad (6.142)$$

где p — угловая частота собственных колебаний диска при угловой скорости диска, равной критической.

Для определения критических скоростей необходимо знать собственные частоты колебаний диска как функции угловой скорости.

Построив характеристики $p(\omega_a)$ (рис. 6.38) и проведя из начала координат прямые $p = n\omega_a$, найдем критические угловые скорости рабочих колес как точки пересечения функций частот с прямыми.

Следует отметить, что в ГТД всегда имеется неоднородность поля скоростей и давлений по окружности проточной части двигателя и статических давлений на боковые поверхности дисков. Поэтому для избежания опасных резонансных явлений не рекомендуется допускать в области рабочих частот вращения роторов существования критических угловых скоростей дисков, особенно с числом узловых диаметров $n = 2, 3, 4$.

Если турбина выполняется с парциальным подводом газа или с отдельными сопловыми каналами, то следует избегать прохождения диска через критическую скорость, так как в этих случаях возбуждение оказывается весьма интенсивным.

Вопросы для самоконтроля

1. Составить общее уравнение напряженного состояния диска под действием радиальных инерционных сил.
2. Дать анализ распределения напряжений в дисках в зависимости от его формы, наличия отверстия, ступицы, величины обода и лопаток.
3. Показать связь температурных напряжений в диске с его конструкцией и распределением температур.
4. Описать общую методику определения напряжений в диске при заданной его геометрии и условиях нагружения.
5. Как производится оценка запасов прочности диска?
6. Определить запас прочности диска по разрушающим оборотам.
7. Показать формы собственных колебаний круглых пластин и дисков.
8. Рассмотреть применение метода Рэлея для расчета собственных частот колебаний дисков.
9. Как определяются критические угловые скорости дисков?

ГЛАВА 7

РАСЧЕТ РОТОРОВ ГТД НА КОЛЕБАНИЯ

Работа двигателей всегда сопровождается шумом и вибрациями. Высокие уровни шума и в особенности вибрации являются отрицательными показателями качества двигателей. Поэтому затрачивается много усилий и средств на то, чтобы свести вибрации и шум к минимуму.

Основными источниками вибраций ГТД являются быстро-вращающиеся роторы. Взаимодействие роторов в многовальных двигателях и роторных систем с упругой системой корпусов и подвески двигателей порождает многочисленные резонансные явления, при которых уровень вибраций резко возрастает, возникает упругодинамическая неустойчивость всей системы двигателя, приводящая к различным дефектам.

В процессе проектирования двигателей проводятся специальные исследования, многочисленные расчеты и эксперименты, для того чтобы заранее устранить вероятность возникновения больших вибраций, а в процессе доводки и испытания двигателей выявить причины их возникновения и провести мероприятия для их ликвидации.

Проведение всех работ и достижение определенных положительных результатов по борьбе с вибрациями роторов и двигателей в целом опирается на глубоко изученные закономерности динамики двигателей, на хорошо разработанный математический аппарат, с помощью которых производятся прогнозирование и обстоятельные оценки вибрационных состояний двигателей и разработка способов устранения вибраций.

7.1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О ПОТЕРЕ УСТОЙЧИВОСТИ БЫСТРОВРАЩАЮЩИХСЯ РОТОРОВ

7.1.1. Критические угловые скорости роторов

Простейшая схема ротора (рис. 7.1) состоит из невесомого вала, вращающегося в двух шарнирных опорах, и диска, закрепленного точно посередине вала, между опорами. Диск обладает массой m , центр масс расположен на расстоянии a относительно оси вала. При вращении ротора вал прогибается на

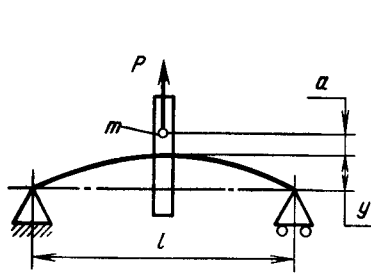


Рис. 7.1. Схема простейшего симметричного ротора

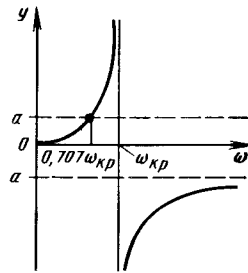


Рис. 7.2. Изменение прогиба симметричного ротора в зависимости от угловой скорости: 0 — $\omega_{кр}$ — область «жесткого» ротора; $\omega_{кр}$ — ω — область «гибкого» ротора

величину y под действием инерционной силы P . При установившемся движении существует состояние равновесия между силой P и силой упругости вала:

$$P = m(a + y)\omega^2 = cy, \quad (7.1)$$

где c — коэффициент жесткости вала на изгиб.

Для рассматриваемой схемы

$$c = 48EJ/l^3. \quad (7.2)$$

Из (7.1) получаем формулу прогиба вала

$$y = m\omega^2/(c - m\omega^2). \quad (7.3)$$

На рис. 7.2 показан график зависимости прогиба вала от угловой скорости ω . Согласно формуле (7.1) пропорционально y увеличивается инерционная сила.

Уравнения (7.1) и (7.3) справедливы для любого значения ω , кроме такого, при котором знаменатель формулы (7.3) обращается в нуль:

$$c - m\omega^2 = 0, \quad \omega_{кр}^2 = c/m. \quad (7.4)$$

Легко видеть, что в случае $cy = m\omega^2 y$ левая часть уравнения (7.1) становится больше правой, т. е. инерционная сила преобладает над силой упругости, равновесное состояние нарушается. Вал теряет устойчивость, прогиб вала под действием силы неуравновешенности $m\omega^2$ неограниченно возрастает. Скорость, при которой вал теряет устойчивость, называется критической.

При скорости ω , превышающей $\omega_{кр}$, равновесное состояние восстанавливается, выражения (7.1) и (7.3) вновь становятся справедливыми. Но согласно (7.3) прогиб принимает отрицательный знак. Это означает, что изгиб вала в области гибкого ротора происходит в сторону, противоположную направлению эксцентриситета a . Возрастание скорости ω ведет к уменьшению прогиба y , который в пределе стремится к величине, равной a . Это

означает, что центр масс диска стремится занять положение на оси вращения ротора, т. е. в закритической зоне при увеличении ω имеет место тенденция к самоцентрировке ротора.

Как следует из формул (7.4) и (7.2), критическая скорость ротора зависит только от соотношения жесткости вала и массы диска, т. е. от соответствующих конструктивных размеров. Поэтому критическая скорость ротора является его динамической характеристикой. Роторы, работающие на скоростях, меньших, чем критические, принято называть «жесткими», а роторы, работающие на скоростях, превышающих критические, — «гибкими». Эти понятия не следует связывать с какими-либо прямыми оценками жесткости роторов.

Для «жестких» роторов состояние равновесия является статическим. Для них характерно увеличение прогибов и усилий, действующих на опоры, с увеличением угловой скорости.

«Гибкие» роторы находятся в состоянии устойчивого динамического равновесия.

Рабочие угловые скорости роторов не должны быть близкими к критической скорости. Для «жестких» роторов они должны быть меньше, а для «гибких» — больше критических. Диапазон скоростей, в котором не должны лежать рабочие скорости, определяется допустимым прогибом ротора.

На рис. 7.3 показана зависимость относительного прогиба ротора y/a от соотношения его скорости ω к критической скорости $\omega_{кр}$. Зависимость строится по следующей формуле, полученной из (7.3) с учетом формулы (7.4):

$$\frac{y}{a} = \frac{1}{(\omega_{кр}^2/\omega^2) - 1}. \quad (7.5)$$

Знак прогиба на рис. 7.3 не учитывается. Если прогиб ротора ограничивается пятикратным отношением ($y/a = \pm 5$), то угловая скорость не должна находиться в пределах $(0,92 \dots 1,12) \omega_{кр}$. При высокой степени балансировки ротора можно допустить большую величину относительного прогиба. Тогда опасный диапазон скоростей сузится. Однако допускать разницу между рабочей и критической скоростью меньше чем $\pm 10\%$ опасно из-за интенсивности роста прогиба.

Роторы современных ГТД из-за легкости конструкции и малой жесткости относятся к «гибким», т. е. их рабочие скорости лежат выше критических. Для таких роторов проход зоны критической скорости при разгоне ротора и торможении должен происходить с большим ускорением и замедлением, для того чтобы время прохода зоны было минимальным и увеличение прогиба за это время незначительным.

Следует обратить внимание на то, что формула (7.4) критической скорости совпадает с формулой собственной частоты одно-массовой системы.

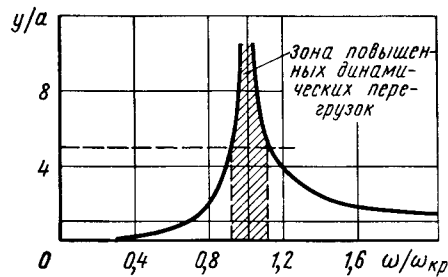


Рис. 7.3. Границы зон больших перегрузок

Это совпадение является общим и означает, что критическая скорость численно равна угловой частоте собственных колебаний, а критическая частота вращения ротора равна собственной частоте изгибных колебаний.

7.1.2. Влияние упругости опор на критические скорости

Рассмотрим схему ротора (рис. 7.4), когда опоры вала обладают упругостью, которая оценивается общим коэффициентом c_0 . Условие равновесия для этой схемы определяется равенствами

$$m(y + y_0 + a)\omega^2 = cy; \quad cy = c_0 y_0. \quad (7.6)$$

Решив эти равенства относительно y , получим

$$y = \frac{m a \omega^2}{c - m \omega^2 (1 + \bar{c})}, \quad \text{где } \bar{c} = c/c_0. \quad (7.7)$$

Приравняв знаменатель нулю, определим критическую скорость для ротора на упругих опорах:

$$\omega_{кр}^2 = \frac{c}{m} \frac{c_0}{c + c_0}. \quad (7.8)$$

Полученная формула показывает, что введение упругих опор ротора снижает его критическую скорость. Это позволяет устранить критическую скорость ротора из области его угловых рабочих скоростей и снизить усилия на опорах.

7.1.3. Критические состояния при наличии зазоров в опорах

Схема, представленная на рис. 7.5, позволяет рассмотреть особенности устойчивости роторов при наличии зазоров в опорах.

При угловой скорости, меньшей критической (рис. 7.5, а), радиус окружности, по которой движется центр масс диска, складывается из трех величин: радиального зазора δ , прогиба вала y и эксцентриситета a . Уравнение равновесия записывается в виде

$$m(y + \delta + a)\omega^2 = cy.$$

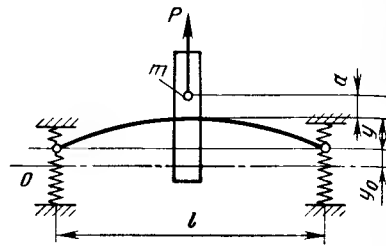


Рис. 7.4. Симметричный ротор на упругих опорах

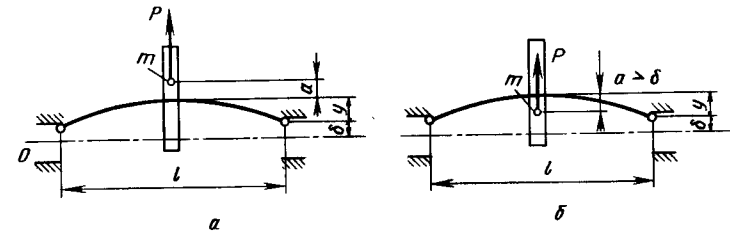


Рис. 7.5. Симметричный ротор в опорах с зазором: а — докритический режим; б — закритический режим; δ — радиальный зазор

Отсюда

$$y = \frac{m(\delta + a)\omega^2}{c - m\omega^2}. \quad (7.9)$$

Прогиб вала по сравнению со схемой на рис. 7.1 больше из-за увеличения радиуса окружности на δ . Знаменатель формулы (7.9) остается без изменения. Это значит, что критическая скорость с введением зазора в подшипники не меняется.

Закономерность изменения прогибов вала при увеличении ω показана на рис. 7.6. В закритической области (рис. 7.5, б), когда $m\omega^2 > c$, эксцентриситет занимает положение, противоположное указанному (рис. 7.5, а). Другого положения быть не может, так как вал смещается в зазоре только в сторону прогиба, т. е. в направлении действия силы P . Уравнение равновесия сил для этого случая запишется так:

$$m(y + \delta - a)\omega^2 = cy.$$

Отсюда находим прогиб

$$y = \frac{m(\delta - a)\omega^2}{c - m\omega^2}. \quad (7.10)$$

Знаменатель формулы отрицателен. Следовательно, изгиб вала возможен только при условии $a > \delta$. В противном случае прогиб получится по формуле с отрицательным знаком, а это противоречит расчетной схеме.

Если зазор будет больше эксцентриситета, то при $\omega > \omega_{кр}$ вал будет вращаться вокруг центра масс диска, прогиба вала и радиальных сил на опорах не будет (рис. 7.6). Такое положение возможно для вертикального вала или в условиях невесомости.

Для горизонтального вала в земных условиях при больших зазорах, когда $\delta > a$, в закритической области возникает ударное обкатывание вала в опорах.

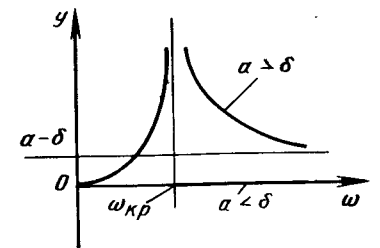


Рис. 7.6. Характеристика прогибов ротора при наличии зазоров в опорах: $a > \delta$ — дебаланс больше зазора; $a < \delta$ — дебаланс меньше зазора

7.2. УСТОЙЧИВОСТЬ БЫСТРОВРАЩАЮЩИХСЯ ГЛАДКИХ ВАЛОВ

В качестве расчетной модели рассматривается идеально уравновешенный гладкий вал круглого поперечного сечения, расположенный на двух шарнирных опорах (рис. 7.7, а). Поперечные сечения вала $F(x)$ изменяются вдоль его длины, изменяются и моменты инерции на изгиб $J(x)$. Центры масс сечений лежат на оси вала.

Задача об устойчивости вала сводится к отысканию такой скорости ω и такой формы изгиба вала, при которых вал может вращаться в изогнутом состоянии и будет существовать равновесие между силами инерций кругового движения и внутренними силами упругости при отсутствии неуровновешенности.

Оси координат x, y считаем связанными с валом и вращающимися вместе с ним с угловой скоростью ω .

Прогибы вращающегося вала рассматриваются в проекциях на координатную плоскость xy . Для получения уравнения для определения прогиба рассмотрим элементарный участок вала и действующие на него внутренние и внешние силы (рис. 7.7, б).

Составим уравнение равновесия сил и моментов

$$dQ + qdx = 0, \quad dM - Qdx = 0, \quad (7.11)$$

где q — интенсивность инерционной радиальной нагрузки вала, определяемая формулой

$$q = \rho F(x) y \omega^2; \quad (7.12)$$

ρ — плотность материала.

Решая совместно уравнения (7.11) и исключая из них Q , получаем связь изгибающего момента с $q(x)$:

$$\frac{d^2 M}{dx^2} + q(x) = 0. \quad (7.13)$$

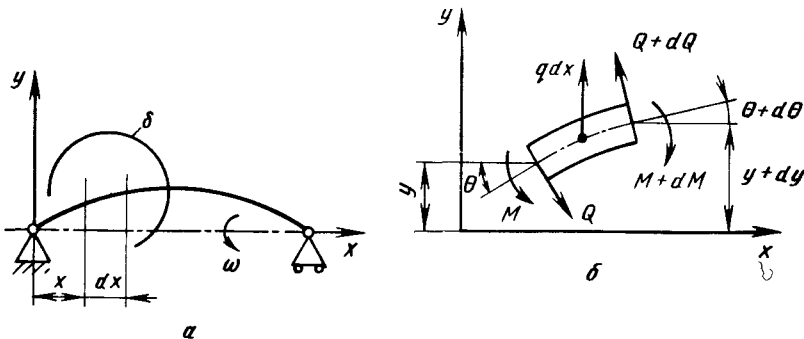


Рис. 7.7. Расчетная модель однородного вала

Изгибающий момент в любом сечении вала пропорционален кривизне центральной оси вала и связан с функцией прогиба равенством

$$M = -EJ \frac{d^2 y}{dx^2}. \quad (7.14)$$

Знак минус в формуле служит для согласования знака кривизны и знака изгибающего момента, т. е. направления его действия, показанного на рис. 7.7.

Подставляя в уравнение (7.13) функции M и q согласно формулам (7.14) и (7.12), получаем дифференциальное уравнение прогиба вала

$$\frac{d^4 y}{dx^4} \left(EJ \frac{d^2 y}{dx^2} \right) - \rho \omega^2 F(x) y = 0. \quad (7.15)$$

Решение этого уравнения дает линию прогиба вала переменного сечения при потере устойчивости.

Для определения основных закономерностей рассмотрим вал постоянного поперечного сечения. Тогда уравнение (7.15) запишем в виде

$$\frac{d^4 y}{d\xi^4} - k^4 y = 0, \quad (7.16)$$

где $\xi = x/l$ — относительная координата. В пределах длины вала она изменяется от 0 до 1;

$$k^4 = \frac{\rho F \omega^2 l^4}{EJ}. \quad (7.17)$$

Общее решение уравнения (7.16) имеет вид

$$y = C_1 \operatorname{Ch} k\xi + C_2 \operatorname{Sh} k\xi + C_3 \cos k\xi + C_4 \sin k\xi. \quad (7.18)$$

Справедливость этого решения легко проверить подстановкой его почленно в исходное дифференциальное уравнение.

Постоянные интегрирования определяются на основе условий закрепления на концах вала:

$$y(0) = 0, \quad y(1) = 0, \quad M(0) = 0, \quad M(1) = 0.$$

Равенство нулю моментов на концах вала согласно (7.14) эквивалентно равенству нулю вторых производных.

Условия закрепления левого конца ($\xi = 0$) дают: $C_1 = 0$, $C_3 = 0$. Условия закрепления правого конца ($\xi = 1$) дают два уравнения:

$$C_2 \operatorname{Sh} k + C_4 \sin k = 0; \quad (7.19)$$

$$C_2 \operatorname{Sh} k - C_4 \sin k = 0.$$

Отсюда $C_2 \operatorname{Sh} k = 0$, т. е. $C_2 = 0$, так как $\operatorname{Sh} k \neq 0$;

$$C_4 \sin k = 0. \quad (7.20)$$

Это равенство удовлетворяется решением

$$k = n\pi, \quad (7.21)$$

где n — целые числа (1, 2, 3 и т. д.).

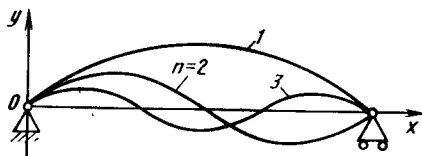


Рис. 7.8. Формы колебаний двухопорного однородного вала

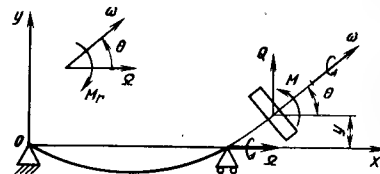


Рис. 7.9. Расчетная схема однодискового ротора

При найденных значениях k прогиб вала возможен. Форма упругой линии согласно (7.18) определяется формулой

$$y = C_4 \sin n\pi\xi. \quad (7.22)$$

Решение показывает, что возможно круговое движение вала с прогибом в виде синусоид. Амплитуды синусоид C_4 могут иметь произвольную величину. В пределах длины вала укладывается целое число полуволи синусоид (рис. 7.8). Номер формы изгиба определяется числом n .

Найденные формы изгиба могут возникнуть только при определенных угловых скоростях вала. Эти скорости определяются по формуле (7.17) при подстановке в нее найденных значений параметра k

$$\omega_{кр}^2 = \frac{(n\pi)^4}{l^4} \frac{EJ}{\rho F} \quad (7.23)$$

и называются критическими скоростями гладкого вала постоянного сечения. На этих скоростях вал теряет несущую способность и может неограниченно прогибаться под действием всегда фактически существующей неуравновешенности.

Как показывают формулы (7.23) и (7.22), вал имеет бесчисленное множество критических скоростей и соответствующих им форм изгиба. Практическое значение имеют лишь первые четыре-пять форм. Кратность $\omega_{кр}$ соответствует ряду n^2 . Это значит, что, например, пятая скорость в 25 раз больше первой и т. д. Определение высших значений критической скорости требует более точной модели, учитывающей сдвиговые деформации.

Полученные формулы для оценки критических скоростей имеют большое практическое значение не только для валов, но и для трубок масляных магистралей, расположенных в валах, стержней как центральных, так и нецентральных (например в компрессорах или турбинах) и для всех других стержневых элементов, входящих в конструкцию роторов, расположенных параллельно оси вращения ротора.

Для продольных болтов и шпилек, имеющих большие напряжения затяжки, критические скорости повышаются и могут рассчитываться по формуле

$$\omega_{кр}^2 = \frac{(n\pi)^4}{l^4} \frac{EJ}{\rho F} \left(1 + \frac{\sigma F l^2}{n^2 \pi^2 EJ} \right), \quad (7.24)$$

где σ — напряжение затяжки болта.

7.3. УСТОЙЧИВОСТЬ И КРИТИЧЕСКИЕ УГЛОВЫЕ СКОРОСТИ ОДНОДИСКОВЫХ РОТОРОВ

7.3.1. Расчетная схема ротора

Однодисковый ротор является наиболее простой расчетной схемой реальных роторов. На примере этой схемы выясняются весьма существенные принципиальные дополнения к представлениям о свойствах устойчивости и колебаниях быстровращающихся роторов, рассмотренных выше, на примерах элементарных схем.

Вместе с тем схема однодискового ротора часто используется как расчетная схема для реальных роторов с целью получения численных оценок их динамических свойств.

Схема однодискового ротора показана на рис. 7.9. Она состоит из двух элементов — невесомого вала любой конфигурации и идеально жесткого уравновешенного диска, который может быть расположен в любом месте вала как консольно, так и между опорами. Прогиб ротора при вращении происходит в плоскости xu , поэтому рассматривается система с двумя степенями свободы. Ее деформация определяется прогибом y и углом поворота сечения θ в том месте, где закреплен на валу диск.

Упругость вала оцениваем коэффициентами податливости α_{11} , α_{12} , α_{21} , α_{22} , которые представляют собой прогиб и угол поворота сечения вала в месте посадки диска от единичной силы и прогиб и угол поворота сечения вала от единичного момента. Эти коэффициенты могут быть определены для любой конфигурации вала методами, рассматриваемыми в курсах «Сопротивление материалов». Чаще всего для этой цели используется способ Верещагина. Можно напомнить, что $\alpha_{12} = \alpha_{21}$, т. е. коэффициенты со смешанными индексами обладают свойством взаимности.

Инерционность системы определяется массой диска m и его массовыми моментами инерции: полярным (J_p) и экваториальным (J_e). Важно отметить, что для тонких дисков момент J_p в два раза больше момента J_e . Если схематический диск представляет собой два близко расположенных жестко скрепленных диска, то это отношение меньше двух. Если же объединяется несколько жестко связанных дисков, то отношение моментов инерции эквивалентного диска может быть меньше единицы. Моменты инерции системы дисков определяются методами, рассматриваемыми в механике.

7.3.2. Виды прецессий упругой оси ротора

Колебания и устойчивость одно- и многодисковых роторов определяются двумя видами вращения. Первый вид — вращение плоскости xu , в которой лежит изогнутая ось вала, вокруг оси, проходящей через точки опор вала, с угловой скоростью Ω . Этот вид кругового движения называется прецессией упругой оси

ротора. Второй вид — это собственное вращение ротора (вала и диска) вокруг изогнутой оси с абсолютной скоростью ω . Скорости Ω и ω независимы, соотношение этих скоростей может быть произвольным.

В результате кругового движения центра масс диска по окружности радиусом y с угловой скоростью Ω в точке крепления диска к валу возникает инерционная радиальная сила

$$Q = my\Omega^2. \quad (7.25)$$

В результате сложного вращательного движения со стороны диска на вал действует динамический изгибающий момент, определяемый по формуле

$$M = J_s\Omega^2\theta - J_p\Omega\omega\theta. \quad (7.26)$$

Первое слагаемое представляет собой инерционный момент диска от кругового движения плоскости упругой оси вала при отсутствии собственного вращения вала ω , второй член — гироскопический момент. Как известно из механики, направление действия, т. е. знак этого момента, определяется по векторам скоростей (см. рис. 7.9) — от вектора собственной скорости ω к вектору переносной скорости Ω по кратчайшему направлению, в данном случае против направления отсчета угла θ .

Формула (7.26) записывается в виде

$$M = J_s\Omega^2A\theta, \quad (7.27)$$

где

$$A = 1 - \frac{J_p\omega}{J_s\Omega}. \quad (7.28)$$

Этот коэффициент называется коэффициентом прецессии, его величина зависит от вида прецессии, т. е. от соотношения скоростей Ω и ω .

Различают следующие виды прецессий: прямые и обратные прецессии, когда скорости Ω и ω совпадают по знаку или противоположны; прямые синхронные прецессии, когда $\Omega = \omega$. В этом случае

$$\omega_{отн} = \omega - \Omega = 0.$$

Это означает, что относительная угловая скорость диска в плоскости xy , в которой лежит изогнутая ось вала, равна нулю. Это означает также, что волокна вала напряжены однозначно, т. е. волокна, которые находятся на выпуклой стороне вала, неизменно растянуты, а те, которые находятся на вогнутой стороне вала, — сжаты.

Различают еще обратную синхронную прецессию, когда $\Omega = -\omega$.

Выделение прямых и обратных синхронных прецессий имеет определенное значение при исследовании и расчетах устойчивости и колебаний роторов.

Например, в случае тонких дисков, когда отношение J_p к J_s равно двум, коэффициент для прямой синхронной прецессии

$A = -1$, а для обратной $A = 3$, т. е. в первом случае динамический момент препятствует изгибу вала, а во втором способствует изгибу с тройной интенсивностью. В случае, когда $\omega = 0$, коэффициент прецессии $A = 1$, т. е. гироскопический момент отсутствует. Коэффициент прецессии $A = 0$ при условии $\Omega = 2\omega$. При этом динамический момент равен нулю: $M = 0$.

7.3.3. Собственные частоты колебаний, диаграмма частот, критические скорости

Для оценки устойчивости ротора необходимо определить возможность существования прецессионного движения ротора при отсутствии внешних возмущающих сил. При таком движении внутренние силы и моменты упругости вала полностью уравниваются возникающими инерционными силами и моментами.

Условия, при которых возможны такие прецессии, являются условиями потери устойчивости ротора, так как несущая способность вала становится равной нулю.

Предположим, что ротор может совершать свободное прецессионное движение, как это показано на рис. 7.9. Прогиб вала y и угол поворота сечения θ под действием инерционных сил Q и момента M определяются уравнениями

$$y = \alpha_{11}Q + \alpha_{12}M; \quad (7.29)$$

$$\theta = \alpha_{21}Q + \alpha_{22}M.$$

Заменяя здесь Q и M их значениями по формулам (7.25) и (7.27), получаем систему из двух однородных уравнений:

$$(\alpha_{11}m\Omega^2 - 1)y + \alpha_{12}J_s\Omega^2A\theta = 0; \quad (7.30)$$

$$\alpha_{12}m\Omega^2y + (\alpha_{22}J_s\Omega^2A - 1)\theta = 0.$$

Эти однородные уравнения (без правых частей) имеют решения, отличные от нуля при условии, что определитель, составленный из коэффициентов при неизвестных этих уравнений, равен нулю:

$$\begin{vmatrix} \alpha_{11}m\Omega^2 - 1 & \alpha_{12}J_s\Omega^2A \\ \alpha_{12}m\Omega^2 & \alpha_{22}J_s\Omega^2A - 1 \end{vmatrix} = 0. \quad (7.31)$$

Это уравнение называется частотным. Его корни, т. е. значения Ω и A , определяют виды прецессии и численные значения скоростей Ω и ω , при которых ротор теряет устойчивость. Уравнение имеет бесчисленное множество решений. Эти решения можно представить в виде диаграммы соотношения скоростей Ω и ω (рис. 7.10).

Диаграмма кососимметрична, т. е. четверти I и III идентичны и представляют собой прямые прецессии, четверти II и IV —

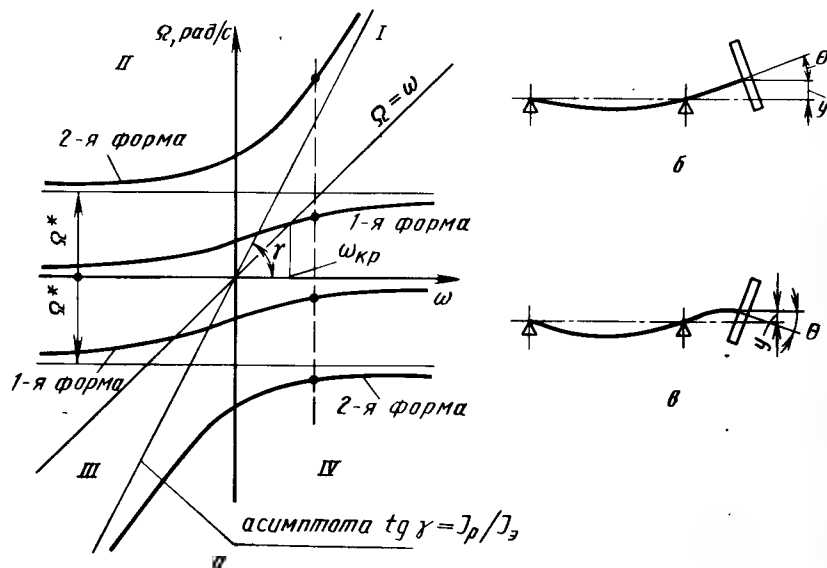


Рис. 7.10. Диаграмма корней частотного уравнения однодискового ротора — частотная диаграмма

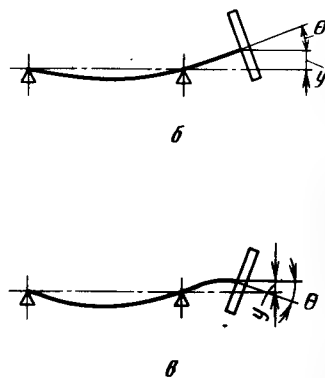
обратные. Любому значению угловой скорости ротора ω соответствуют четыре значения Ω (два — прямой прецессии и два — обратных).

Если из начала координат провести прямую под углом 45° (при условии, что масштабы по осям абсцисс и ординат одинаковы), то точка пересечения с кривой диаграммы покажет скорость прямой синхронной прецессии, при которой ротор теряет устойчивость под действием собственной неуравновешенности. Эта скорость называется критической скоростью, которая всегда опасна.

Для каждого значения скоростей Ω и ω , лежащих на частотных характеристиках диаграммы, существует свое соотношение прогиба y и угла поворота θ сечения вала, где находится диск. Это соотношение однозначно определяет форму изгиба вала на режимах потери устойчивости.

Соотношение y/θ можно определить из любого уравнения (7.10). Для первой характеристики, лежащей ближе к оси абсцисс диаграммы, для всех ее точек соотношение будет иметь положительный знак (рис. 7.10, б). Эта форма называется первой формой изгиба.

Для второй характеристики, лежащей выше горизонтальной асимптоты, соотношение y/θ будет иметь отрицательный знак и соответствующий изгиб вала (рис. 7.10, в). Это — вторая форма изгиба.



Учитывая кососимметричность частотной диаграммы, можно сделать вывод, что для однодискового ротора для любой скорости ω существует две формы изгиба вала при потере устойчивости. Эти формы всегда строго определены.

7.4. УСТОЙЧИВОСТЬ И КРИТИЧЕСКИЕ УГЛОВЫЕ СКОРОСТИ МНОГОДИСКОВЫХ РОТОРОВ

Роторы ГТД являются сложными системами. Для расчета и анализа колебаний и определения условий потери устойчивости ротора представляются в виде многодисковых систем (рис. 7.11). Параметрами инерционности системы являются масса и моменты инерции дисков. Упругость системы характеризуется коэффициентами податливости

$$\left\| \begin{array}{cc} \alpha_{is} & \beta_{si} \\ \beta_{si} & \gamma_{is} \end{array} \right\|. \quad (7.32)$$

Деформация вала при прецессии определяется прогибами y_i и углами поворота θ_i всех сечений вала, где находятся диски. Таким образом, число степеней свободы многодискового ротора равно удвоенному числу дисков — $2n$.

Соответственно число уравнений вида (7.29), связывающих прогибы y_i и углы поворота сечений θ_i с действующими на диски усилиями Q_i и моментами M_i , будет также $2n$:

$$y_i = \sum_{s=1}^n [\alpha_{is} Q_s + \beta_{is} M_s]; \quad (7.33)$$

$$\theta_i = \sum_{s=1}^n [\beta_{is} Q_s + \gamma_{is} M_s],$$

где коэффициенты податливости имеют следующие обозначения: α_{is} — прогибы от единичных сил. Первый индекс показывает место прогиба, второй — место действия силы; β_{is} — прогибы от единичного момента или углы поворота от единичной силы; γ_{is} — углы поворота от единичных моментов.

После подстановки в уравнения (7.33) выражений Q_s и M_s с помощью формул (7.25) и (7.27) получим систему однородных

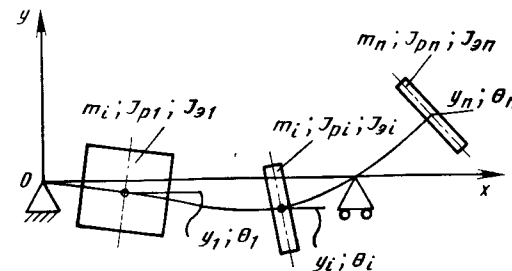


Рис. 7.11. Расчетная схема многодискового ротора

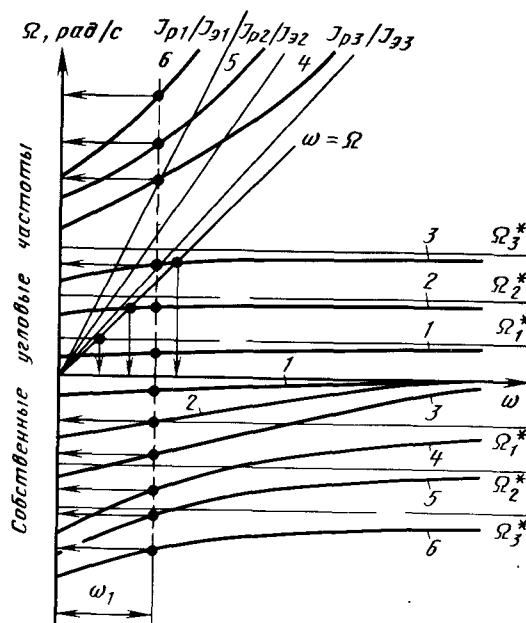


Рис. 7.12. Диаграмма корней частотного уравнения трехдискового ротора. Цифрами показаны номера форм колебаний

уравнений вида (7.30), которая дает частотное уравнение в виде определителя

$$\begin{vmatrix} \alpha_{11}m_1\Omega^2 - 1 & \dots & \alpha_{1n}m_n\Omega^2 & \beta_{11}J_{a1}A_1\Omega^2 & \dots & \beta_{1n}J_{an}A_n\Omega^2 \\ \vdots & & \vdots & \vdots & & \vdots \\ \alpha_{n1}m_1\Omega^2 & \dots & \alpha_{nn}m_n\Omega^2 - 1 & \beta_{n1}J_{a1}A_1\Omega^2 & \dots & \beta_{nn}J_{an}A_n\Omega^2 \\ \beta_{11}m_1\Omega^2 & \dots & \beta_{1n}m_n\Omega^2 & \gamma_{11}J_{a1}A_1\Omega^2 - 1 & \dots & \gamma_{1n}J_{an}A_n\Omega^2 \\ \vdots & & \vdots & \vdots & & \vdots \\ \beta_{n1}m_1\Omega^2 & \dots & \beta_{nn}m_n\Omega^2 & \gamma_{n1}J_{a1}A_1\Omega^2 & \dots & \gamma_{nn}J_{an}A_n\Omega^2 - 1 \end{vmatrix} = 0. \quad (7.34)$$

Определитель имеет порядок $2n$, т. е. число строк и число столбцов в нем равны $2n$.

Корни частотного уравнения (7.34) — значения Ω^2 для заданных видов прецессий — определяются с помощью ЭВМ. Для практических целей достаточно их вычислить для скоростей ω , лежащих в пределах рабочих угловых скоростей ротора.

Полная характеристика возможных состояний неустойчивости ротора представляется в виде диаграммы на рис. 7.12 для трех дисков.

Общие определяющие свойства диаграммы независимо от числа дисков расчетной схемы состоят в следующем:

— число горизонтальных асимптот в каждой половине диаграммы (верхней и нижней) равно числу дисков. Положение этих

асимптот — значения Ω_i^* — можно определить по частотному уравнению (7.34), положив в правой части определителя все его элементы только в виде β_{is} и γ_{is} (условие $A_i \rightarrow \infty$);

— число наклонных асимптот также равно числу дисков. Угловые коэффициенты асимптот равны отношению моментов инерций дисков J_p к J_a . Для тонких дисков угловые коэффициенты равны двум, поэтому наклонная асимптота становится общей. Расположение асимптот определяет расположение кривых — корней частотного уравнения;

— для любой угловой скорости ротора ω существует $2n$ прямых прецессий и $2n$ обратных (соответственно числу степеней свободы), частоты которых читаются на оси ординат;

— с увеличением угловой скорости ротора ω скорости прецессий Ω возрастают в области прямых прецессий и уменьшаются в области обратных. В этом сказывается действие гидроскопического момента, который возрастает, имея отрицательный знак в области прямых прецессий, и препятствует изгибу вала. В области обратных прецессий действие гироскопического момента противоположно;

— если провести прямую из начала координат диаграммы под углом 45° к оси абсцисс, то эта прямая будет соответствовать условию $\Omega = \omega$. Точки пересечения прямой с характеристиками диаграммы дадут важные критерии — значения критических скоростей ротора прямых синхронных прецессий. Число критических скоростей ротора равно числу дисков. Крайне нежелательно, чтобы критические скорости лежали в пределах рабочих угловых скоростей ротора. Это условие специально проверяется при проектировании роторов;

— общим свойством частотного уравнения (7.34) является уменьшение значения его корней Ω при увеличении коэффициентов податливости вала α_{is} , β_{is} , γ_{is} (уменьшение жесткости вала) и масс моментов инерции дисков. Это свойство доказывается в разделах математики и теории колебаний, в нем легко убедиться прямыми вычислениями корней определителя. Это свойство используют при устранении неустойчивых режимов в зоне рабочих угловых скоростей ротора, увеличивая или уменьшая жесткость вала, а если возможно, изменяя массу диска;

— для каждого соотношения ω и Ω , определяемого точкой, лежащей на кривой частот диаграммы, существует строго определенная форма изгиба ротора — соотношение деформаций y_i и θ_i . Это соотношение определяется из системы уравнений (7.33). Число форм изгиба соответствует числу кривых $1 \dots 6$ и равно $2n$ — удвоенному числу дисков расчетной схемы ротора. Это число соответствует числу степеней свободы ротора в плоскости изгиба;

— прецессию упругой оси вала можно рассматривать как одновременные изгибные колебания в горизонтальной и вертикальной плоскостях, связанные действием гироскопических

моментов. Поэтому расчетные скорости прецессии Ω часто называют собственными частотами колебаний вращающегося ротора. Весьма важным свойством, вытекающим из гироскопической связанности колебаний ротора в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, является невозможность колебания быстровращающегося ротора в какой-либо одной плоскости. Колебания вращающегося ротора всегда происходят в виде прямых или обратных прецессий.

Отмеченные свойства являются общими для любых роторов. Они не зависят от формы валов, числа дисков и расположения опор. Определенность этих свойств используется для оценки влияния на колебания роторов различных факторов и при разработке мероприятий для устранения резонансных явлений в роторах.

7.5. ВЫНУЖДЕННЫЕ И РЕЗОНАНСНЫЕ КОЛЕБАНИЯ РОТОРОВ

Вынужденные колебания роторов возникают под воздействием внешних периодических или гармонических усилий или в результате кинематического возбуждения, когда опоры ротора совершают плоские или круговые колебания.

Амплитуды вынужденных колебаний — величины прогибов роторов, усилия на его опоры и колебания двигателя в целом — достигают больших величин и становятся особо опасными для надежности ротора и многих других деталей двигателя, когда наступает явление резонанса, т. е. когда частоты возмущающих силовых или кинематических факторов становятся равными частотам Ω собственных колебаний ротора. Резонансные колебания возникают на различных частотах вращения роторов.

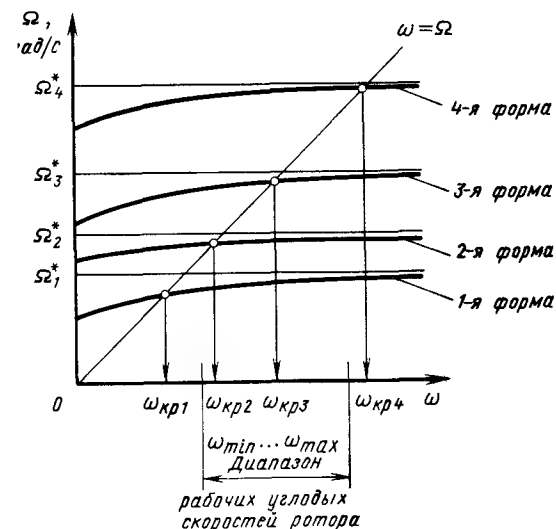
Различают два вида вынужденных резонансных колебаний роторов и двигателей: роторные колебания, когда частоты колебаний равны частотам вращения одного из роторов двигателя, нероторные колебания, имеющие другие различные частоты.

7.5.1. Роторные колебания

Основной причиной резонансных роторных колебаний является неуравновешенность роторов. Собственная неуравновешенность роторов дает резонансные угловые скорости, равные угловым скоростям каждого ротора. Как уже указывалось, в этих случаях возникает потеря устойчивости ротора в виде прямой синхронной прецессии. Эти участки названы критическими частотами.

Для определения критических угловых скоростей на диаграмме (рис. 7.13) проводится прямая линия под углом 45° . Точки пересечения прямой с характеристиками диаграммы дают критические угловые скорости ротора $\omega_{кр1}$, $\omega_{кр2}$ и т. д.

Рис. 7.13. К определению критических угловых скоростей ротора с помощью частотной диаграммы



В многовальных двигателях резонансные роторные колебания появляются под действием неуравновешенности других роторов, которые вращаются с другими скоростями по сравнению с рассматриваемым ротором. Если решается вопрос о колебаниях ротора низкого давления (РНД), то возмущающими являются частоты вращения ротора высокого давления (РВД), и наоборот. На рис. 7.14 показано определение роторных резонансных частот

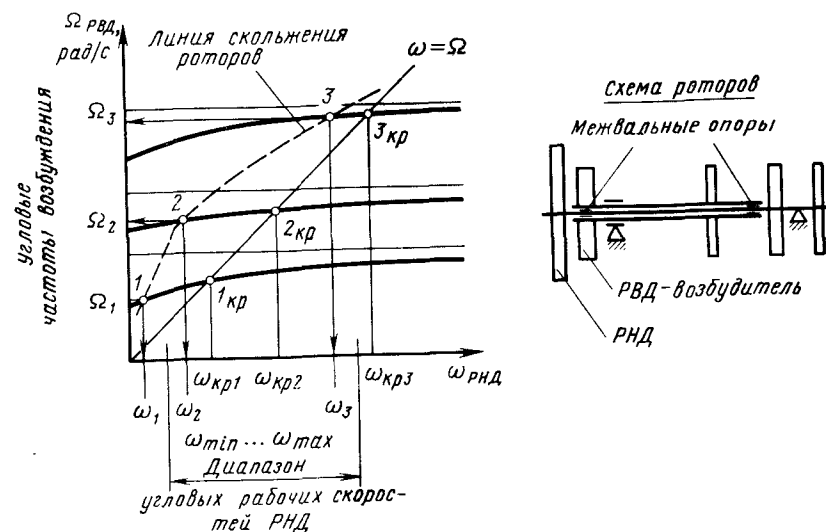


Рис. 7.14. Определение критических и резонансных угловых скоростей трех-дискового ротора низкого давления (РНД) двухвального двигателя

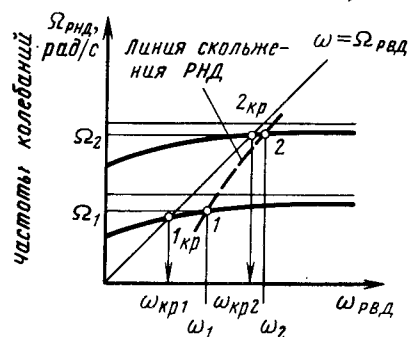


Рис. 7.15. Определение критических и резонансных угловых скоростей двухдискового ротора высокого давления (РВД) двухвального двигателя

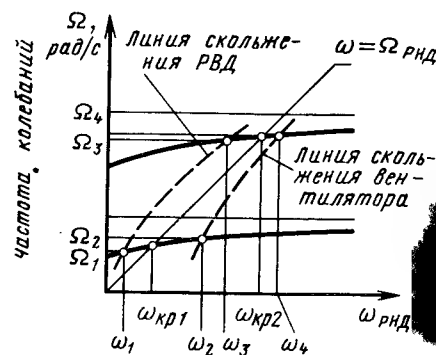


Рис. 7.16. Определение критических и резонансных угловых скоростей двухдискового ротора низкого давления (РВД) трехвального двигателя

вращения и частот колебаний РВД двухвального двигателя. На оси абсцисс отложены частоты вращения РВД, на оси ординат — частоты вращения РВД. Последние являются возбуждающими частотами колебаний для РВД. Так как РВД вращается всегда быстрее РВД, то пунктирная линия частот РВД лежит выше биссектрисы угла. Расположение пунктирной линии РВД определяется так называемым скольжением роторов, т. е. характеристикой частот вращения роторов двигателя.

Точки 1, 2, 3 пересечения пунктирной линии РВД показывают резонансные угловые скорости РВД, которые читаются на оси абсцисс $\omega_1, \omega_2, \omega_3$, а частоты колебаний РВД при этих скоростях $\Omega_1, \Omega_2, \Omega_3$ читаются на оси ординат. Точки 2 и 3, например, показывают опасные резонансные скорости РВД, лежащие в зоне рабочих скоростей.

Следует обратить внимание на соотношение резонансных частот колебаний и частот вращения ротора. Например, из рис. 7.14 видно, что резонансная частота Ω_2 , которая записывается датчиком, почти в два раза больше частоты вращения ω_2 . Аналогичное явление наблюдается и для первой частоты. Для третьей частоты (Ω_3 и ω_3) это различие существенно меньше.

Отмеченные особенности зависят от пологости характеристик частотной диаграммы и степени скольжения роторов.

Точки 1_{кр}, 2_{кр}, 3_{кр} определяют критические частоты вращения РВД $\omega_{кр1}, \omega_{кр2}, \omega_{кр3}$. Здесь записываемые частоты равны частотам вращения ротора.

На рис. 7.15 показано определение критических и резонансных частот вращения и частот колебаний для РВД двухвального двигателя. Пунктирная линия возбуждения от РВД лежит ниже биссектрисы диаграммы, так как частота вращения РВД меньше частоты РВД.

Точки 1 и 2 пунктирной линии показывают на оси абсцисс резонансные скорости ω_1 и ω_2 . Частоты колебаний ротора при скоростях Ω_1 и Ω_2 отложены на оси ординат. Здесь также можно обратить внимание на то, что вторая критическая и вторая резонансная скорости близки по величине. В то же время близкие частоты $\omega_{кр1}$ и Ω_1 возникают при различных угловых скоростях ротора.

На рис. 7.16 показана диаграмма критических и резонансных скоростей и частот колебаний РВД трехвального двигателя. Для этого ротора возбудителями являются РВД (верхняя пунктирная линия) и ротор вентилятора (нижняя пунктирная линия). Эти возбудители вызывают резонансные колебания с угловыми частотами $\Omega_1 \dots \Omega_4$, возникающими при скоростях ротора $\omega_1 \dots \omega_4$ соответственно. Здесь мы видим близкое совпадение угловых частот колебаний $\Omega_3 \approx \Omega_4 \approx \omega_{кр2}$ при различии скоростей ротора $\omega_3, \omega_{кр2}, \omega_4$.

Таким образом, в многовальных двигателях возникает большее количество резонансных колебаний роторных частот. Кроме собственных критических скоростей на каждом роторе возникают резонансные колебания с частотами, равными частотам вращения смежных роторов.

Если рассматривать всю роторную систему двигателя в целом, то количество только критических скоростей в системе будет равно общему числу дисков роторов (имеется в виду число дисков в принципиальной расчетной схеме системы роторов). Общее же число критических и резонансных роторных угловых частот будет равно произведению

$$N = N_d N_v, \quad (7.35)$$

где N_d — общее число дисков системы; N_v — число роторов двигателя.

Например, в двухвальном двигателе, при роторах трехдисковой схемы, роторная система будет иметь двенадцать роторных резонансных частот. Шесть из них — критические и шесть — взаимного возбуждения.

В трехвальном двигателе, при простейших двухдисковых роторах, число роторных резонансных частот будет равно восемнадцати, из них шесть — критических.

Далеко не все роторные частоты лежат в зоне рабочих оборотов двигателя. Однако оценку резонансных частот приходится производить в широком диапазоне. Это необходимо при разработке мероприятий по устранению опасных вибраций двигателя, так как при этом в зону рабочих угловых скоростей могут сместиться те виды резонансных угловых скоростей, которые ранее лежали за пределами рабочей зоны.

7.5.2. Нероторные колебания

Резонансные колебания роторов с частотами, не равными частотам их вращения, имеют два вида возбудителей колебаний:

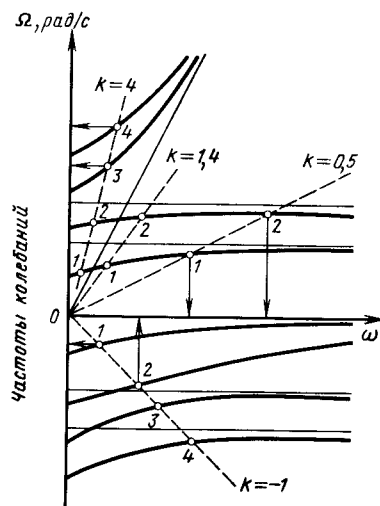


Рис. 7.17. Определение резонансных угловых скоростей двухдискового ротора при воздействии кратных возбудителей

— возбудители, имеющие определенную связь с угловыми скоростями роторов;

— возбудители, не зависящие от вращения роторов, частота которых для всех режимов работы двигателя может быть как постоянной, так и изменяющейся.

Возбудители первого вида имеют частоты, кратные скорости одного из роторов, или более сложные зависимости:

$$\Omega = k\omega \text{ или } \Omega = f(\omega).$$

Например, в качестве такого возбудителя могут быть подшипники роторов. Гидравлика подшипников создает возбуждение с частотой, равной половине скорости ротора ($\Omega = 0,5\omega$).

Другим источником такого вида может быть взаимодействие решеток сопловых лопаток и рабочих колес. В зависимости от числа лопаток соплового аппарата и рабочего колеса коэффициент k может иметь различное числовое значение и знак. Сюда можно отнести возбуждение от воздушных винтов ТВД, которые могут вращаться в прямом и обратном направлении.

На рис. 4.17 точками 1...4 показаны резонансные угловые скорости и угловые частоты Ω при возбуждении от источников первого вида. Диаграмма показывает возможность существования большого количества резонансных угловых скоростей роторов.

В качестве возбудителей второго вида обычно выступает кинематическое возбуждение, передающееся на роторы через их опоры. Примерами таких возбуждений могут быть колебания двигателя вместе с конструкцией самолета, например с крылом самолета, где он установлен, или в фюзеляже. Такие колебания, как правило, происходят в вертикальной плоскости с низкими частотами. Несмотря на это они могут дать повышенные амплитуды колебаний силовой установки на рабочих частотах вращения роторов, усиленные резонансными явлениями.

Возбудителями этой группы могут быть также свободные турбины и валопроводы вертолетных и винто-вентиляторных ГТД.

Возбудители второго вида могут давать широкие полосы частот возбуждения и соответственно резонансных частот вращения роторов.

7.6. ВЛИЯНИЕ УПРУГОСТИ ОПОР НА КОЛЕБАНИЯ РОТОРОВ

Опоры роторов всегда обладают определенной упругостью, которая должна учитываться при оценке критических и резонансных частот вращения, при оценке состояний потери устойчивости.

Применение специальных конструкций упругих опор является одним из основных способов борьбы с вибрацией роторов и двигателей. Поэтому расчет частотных характеристик роторов всегда производится с учетом упругости их опор.

Существует две разновидности упругости опор. Первая разновидность — осесимметричные упругие опоры, вторая — неосесимметричные опоры. Последние имеют главную плоскость большой жесткости и главную плоскость малой жесткости. Специальные конструкции упругих опор относятся к первому виду. Неосесимметричность упругости опор возникает из-за особенностей конструкций корпусов двигателей и способа подвески двигателя на самолете.

7.6.1. Роторы с осесимметричными упругими опорами

Осесимметричные опоры не дают каких-либо качественных изменений частотных характеристик роторов, рассмотренных в предыдущих разделах. Имеют место лишь количественные изменения диаграммы собственных частот ротора и соответствующие им изменения критических и резонансных частот вращения.

Влияние упругих опор находит отражение в величинах коэффициентов податливости α_{is} , входящих в частотные уравнения (7.31) для однодискового ротора, и коэффициентов α_{is} , β_{is} , γ_{is} , входящих в уравнения (7.34) для многодискового ротора. Эти коэффициенты представляют собой сумму податливостей: вала ротора на жестких опорах и податливости идеально жесткого ротора в месте посадки диска, возникающей из-за деформации опор

$$\|\alpha_{(is)}\| = \|\alpha_{is}\| + \|\alpha_{iso}\|, \quad (7.36)$$

где индекс, взятый в скобки, означает суммарную податливость; α_{iso} — коэффициенты податливости опор.

На рис. 7.18 показан пример определения α_{iso} . Эти коэффициенты определяются по «правилу рычага». Перемещения y и θ от единичной силы являются коэффициентами α_{110} и α_{120} . Перемещения от единичного момента являются коэффициентами α_{210} и α_{220} . Формулы этих коэффициентов имеют вид

$$\alpha_{110} = \alpha_{120} (L + l) - \frac{l}{C_{AL}}; \quad (7.37)$$

$$\alpha_{120} = \alpha_{210} = \frac{l}{C_{AL}^2} + \frac{L+l}{C_{BL}^2}; \quad (7.38)$$

$$\alpha_{220} = \frac{1}{L^2} \left(\frac{1}{C_A} + \frac{1}{C_B} \right), \quad (7.39)$$

где C_A , C_B — коэффициенты жесткости опор.

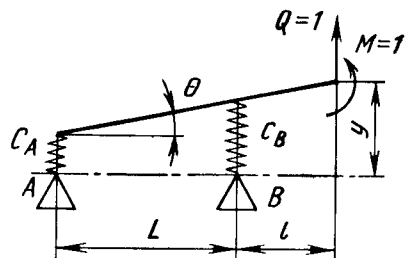


Рис. 7.18. К определению дополнительных податливостей от деформации опор на конце консоли вала

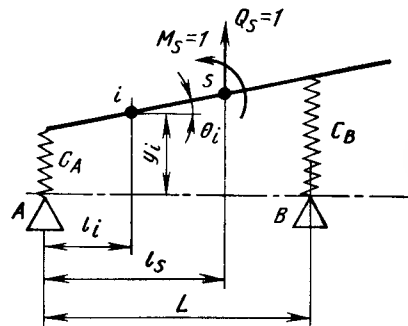


Рис. 7.19. Общая схема к определению дополнительных коэффициентов податливости от деформации опор в местах посадки дисков роторов многодисковых схем

Сложив эти коэффициенты податливости с соответствующими коэффициентами податливости вала, получим коэффициенты суммарной податливости, используемые для расчета частотных характеристик роторов.

Приведенные формулы пригодны для расчета коэффициентов податливости при любом расположении диска по отношению к опорам. Координатой расположения диска является размер l .

Для многодискового ротора коэффициенты податливости, схема расчета которых показана на рис. 7.19, можно подсчитать по формулам:

перемещения от единичных сил в сечениях i и s :

$$\alpha_{iso} = \frac{l_i}{L^3} \left(\frac{l_s}{C_B} - \frac{L-l_s}{C_A} \right); \quad (7.40)$$

угол поворота в сечении i от сил, приложенных в сечениях s :

$$\beta_{iso} = \frac{1}{L^3} \left(\frac{l_s}{C_B} - \frac{L-l_s}{C_A} \right); \quad (7.41)$$

перемещения в сечениях i от единичных моментов

$$\beta_{iso} = \frac{1}{L^3} \left(\frac{l_i}{C_B} + \frac{L-l_i}{C_A} \right); \quad (7.42)$$

угол поворота от единичных моментов

$$\gamma_{iso} = \frac{1}{L^3} \left(\frac{1}{C_B} + \frac{1}{C_A} \right). \quad (7.43)$$

Можно заметить, что формулы для подсчета β_{iso} в виде углов и перемещений взаимно тождественны.

Коэффициенты размещаются в матрицах (7.36), а их суммы — в частотном уравнении (7.34) соответственно индексам. Индекс i изменяется от единицы до n и обозначает номер строки в блоке, а индекс s — номер столбца. Эти коэффициенты складываются с коэффициентами податливости вала.

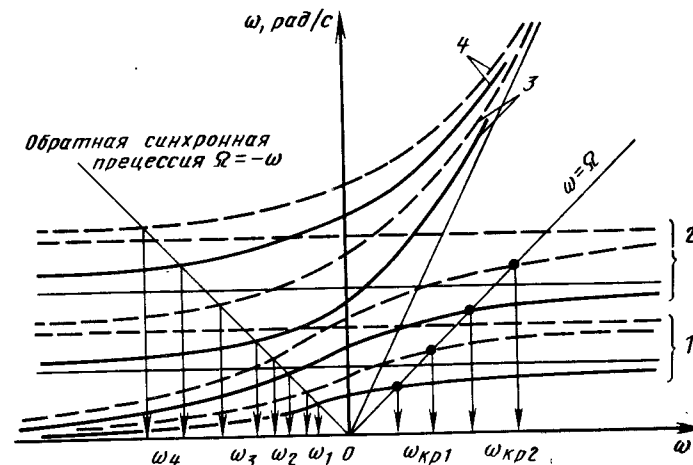


рис. 7.20. Влияние упругости опор на собственные угловые частоты колебаний трехдискового ротора. Пунктирными линиями показаны собственные частоты ротора на идеально жестких опорах, сплошными — на упругих опорах: 1—4 — номера форм колебаний

На рис. 7.20 показано изменение частотной диаграммы при введении упругих осесимметричных опор для двухдискового ротора.

Упругие опоры дают существенное снижение всех частотных характеристик. В связи с этим снижаются все критические и резонансные угловые скорости ротора. Чем меньше жесткость вводимых упругих опор, тем значительнее снижение частот.

Подбором коэффициентов C_A и C_B опор можно добиться смещения опасных резонансных частот из рабочего диапазона угловых скоростей ротора.

Однако для двигателей, предназначенных для маневренных самолетов, большая податливость в опорах приводит к большим их деформациям на маневре вследствие действия статических инерционных сил. Это может привести к задеванию лопаток компрессоров или турбин за корпус. Для избежания этого в упругие опоры вводят ограничители прогиба, выключающие упругие элементы в одной или в обеих опорах, что восстанавливает возможность появления резонансных колебаний роторов на режимах маневра самолета.

7.6.2. Роторы с анизотропно-упругими опорами

Симметричный ротор. Анизотропно-упругими опорами принято называть опоры, имеющие две главные плоскости жесткости, в которых коэффициенты жесткости опор имеют существенно различные значения.

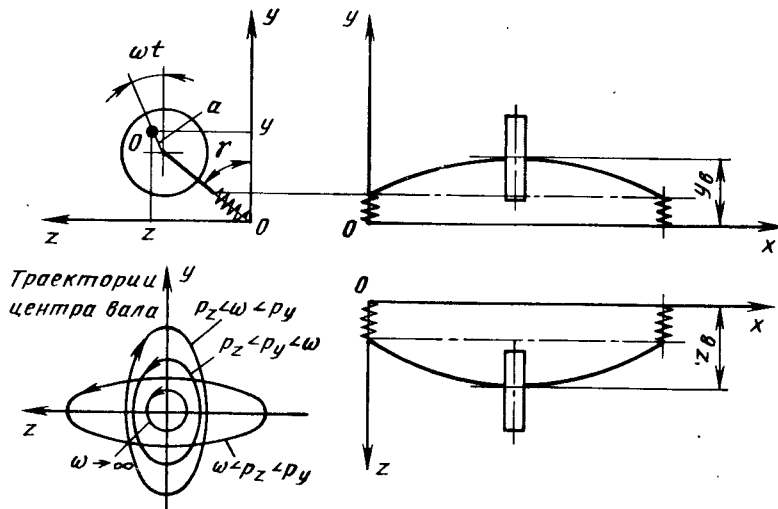


Рис. 7.21. К задаче о колебаниях неуровновешенного симметричного ротора, расположенного на анизотропно-упругих опорах

Рассмотрим простейший симметричный ротор (рис. 7.21), у которого в каждой плоскости жесткости опор, приведенные в середине вала, определяются коэффициентами C_{y0} и C_{z0} . Суммарная жесткость опор и вала определяется по формулам

$$\frac{1}{C_y} = \frac{1}{C_{yB}} + \frac{1}{C_{y0}}; \quad \frac{1}{C_z} = \frac{1}{C_{zB}} + \frac{1}{C_{z0}}. \quad (7.44)$$

Уравнения равновесия сил инерции и сил упругости в проекциях на координатные оси имеют вид

$$\begin{aligned} m\ddot{y} + C_y(y - a \cos \omega t) &= 0; \\ m\ddot{z} + C_z(z - a \sin \omega t) &= 0. \end{aligned} \quad (7.45)$$

Решения этих уравнений независимы:

$$y = Y \cos \omega t, \quad z = Z \sin \omega t; \quad (7.46)$$

после подстановки их в исходные уравнения получим значения амплитуд колебаний:

$$Y = \frac{a}{1 - \omega^2/p_y^2}; \quad Z = \frac{a}{1 - \omega^2/p_z^2}, \quad (7.47)$$

где $p_y^2 = \frac{C_y}{m}$, $p_z^2 = \frac{C_z}{m}$ — частоты собственных колебаний в плоскостях xy и xz соответственно.

Координаты центра вала определяются формулами

$$y_B = (Y - a) \cos \omega t, \quad z_B = (Z - a) \sin \omega t, \quad (7.48)$$

где

$$Y - a = \frac{a}{p_y^2/\omega^2 - 1}; \quad Z - a = \frac{a}{p_z^2/\omega^2 - 1}.$$

Решения (7.46) и (7.48) показывают, что центр масс и центр вала движутся по эллиптическим траекториям. Оси эллипсов равны Y, Z и $(Y - a), (Z - a)$.

Угол γ положения центра вала определяется отношением

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_B}{y_B} = \frac{p_y^2 - \omega^2}{p_z^2 - \omega^2} \operatorname{tg} \omega t. \quad (7.49)$$

Формула (7.49) показывает, что при ω больше или меньше обеих собственных частот угол γ положителен, прецессия вала прямая. Если p_y и p_z различны по величине, то в пределах $p_y < \omega < p_z$ одна из амплитудных функций отрицательна (для меньшей частоты p_y), угол γ отрицателен, прецессия вала обратная. Таким образом выясняется важная особенность колебаний роторов при анизотропных опорах — возможность возникновения обратных прецессий под воздействием неуровновешенности ротора.

Далее, как следует из формул (7.47) и (7.48), при неограниченном возрастании скорости ω эллипс движения центра масс стягивается к нулю, происходит центровка массы, а траектория движения центра вала становится окружностью радиуса эксцентриситета разбалансировки a .

Рассмотренные особенности в еще большей степени проявляются при смещении диска от среднего положения между опорами. Появляется гироскопическая связанность колебаний в координатных плоскостях.

Несимметричный ротор общей однодисковой схемы. На рис. 7.22 показана схема деформаций ротора с консольно расположенным диском при различных жесткостях опор в главных плоскостях. Под действием неуровновешенности вращающегося диска возникает изгиб вала, показанный в проекциях на координатные оси.

Прогибы и углы поворота сечений вала в точке закрепления диска в проекциях на координатные оси определяются следующими уравнениями:

$$\begin{aligned} y - a \cos \omega t &= \alpha_{(11)y}(-m\ddot{y}) - \alpha_{(12)y}(J_3\ddot{\theta} + J_p\omega\dot{\theta}); \\ \theta &= \alpha_{(12)y}(-m\ddot{y}) - \alpha_{(22)y}(J_3\ddot{\theta} + J_p\omega\dot{\theta}); \\ z - a \sin \omega t &= \alpha_{(11)z}(-m\ddot{z}) - \alpha_{(12)z}(J_3\ddot{\beta} - J_p\omega\dot{\theta}); \\ \beta &= \alpha_{(12)z}(-m\ddot{z}) - \alpha_{(22)z}(J_3\ddot{\beta} - J_p\omega\dot{\theta}). \end{aligned} \quad (7.50)$$

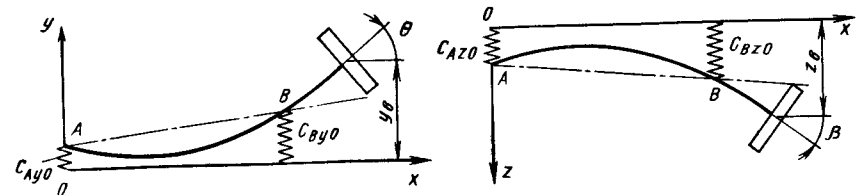


Рис. 7.22. Схема несимметричного ротора на анизотропно-упругих опорах

Этими уравнениями определяются вынужденные колебания ротора под действием неуровновешенности.

Система уравнений имеет следующие решения:

$$\begin{aligned} y &= Y \cos \omega t, \quad \theta = \theta \cos \omega t, \quad z = Z \sin \omega t, \\ \beta &= B \sin \omega t. \end{aligned} \quad (7.51)$$

Подстановка этих решений в систему уравнений (7.50) приводит к следующим алгебраическим уравнениям:

$$\begin{aligned} a &= Y (1 - \alpha_{(11)} y m \omega^2) - \alpha_{(12)} y (J_s \omega^2 \theta - J_p \omega^2 B); \\ 0 &= -\alpha_{(12)} y m \omega^2 Y + \theta - \alpha_{(22)} y (J_s \omega^2 \theta - J_p \omega^2 B); \\ a &= Z (1 - \alpha_{(11)} z m \omega^2) - \alpha_{(12)} z (J_s \omega^2 B - J_p \omega^2 \theta); \\ 0 &= -\alpha_{(12)} z m \omega^2 Z + B - \alpha_{(22)} z (J_s \omega^2 B - J_p \omega^2 \theta). \end{aligned} \quad (7.52)$$

Отсюда определяются амплитудные значения Y , Z , θ , B прогибов и углов в проекциях на координатные плоскости. Определитель, составленный из коэффициентов правой части уравнений, приравненный нулю, дает частотное уравнение задачи:

$$\begin{vmatrix} 1 - \alpha_{(11)} y m \omega^2 & -\alpha_{(12)} y J_s \omega^2 & 0 & \alpha_{(12)} y J_p \omega^2 \\ -\alpha_{(12)} y m \omega^2 & 1 - \alpha_{(22)} y J_s \omega^2 & 0 & \alpha_{(22)} y J_p \omega^2 \\ 0 & \alpha_{(12)} z J_p \omega^2 & 1 - \alpha_{(11)} z m \omega^2 & -\alpha_{(12)} z J_s \omega^2 \\ 0 & \alpha_{(22)} z J_p \omega^2 & -\alpha_{(12)} z m \omega^2 & 1 - \alpha_{(22)} z J_s \omega^2 \end{vmatrix} = 0. \quad (7.53)$$

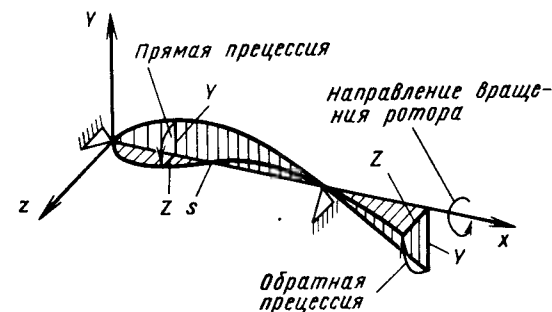
Корни уравнения — значения ω^2 — являются резонансными угловыми скоростями. При этих скоростях ω все амплитуды колебаний неограниченно возрастают, ротор теряет устойчивость.

Однодисковый ротор имеет три резонансные скорости. Для первой и третьей скоростей ω , вблизи резонансов, амплитудные значения Y и Z имеют противоположные знаки, а для второй — одинаковые. Это означает, что из-за анизотропии опор неуровновешенность ротора возбуждает две обратные синхронные прецессии и одну прямую. Прецессия происходит по эллиптическим траекториям.

Для многодисковой системы ротора, при анизотропно-упругих опорах, закономерность возникновения прямых и обратных эллиптических прецессий сохраняется. Более того, здесь могут возникнуть более сложные виды прецессии, когда одна часть ротора совершает прямую прецессию, а другая — обратную. Вид прецессии зависит от знаков амплитуд колебаний в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

На рис. 7.23 показан пример смешанного вида прецессии двухдискового ротора вблизи третьего резонанса. В вертикальной плоскости жесткость опор больше и прогиб вала имеет первую форму, все его амплитуды считаются положительными. В горизонтальной плоскости вследствие меньшей жесткости опор форма

Рис. 7.23. Схема возникновения прецессии при расположении ротора на анизотропно-упругих опорах



изгиба вала соответствует второй собственной форме. Поэтому амплитуды Z правее узловой точки s имеют отрицательный знак. Вектор прогиба вала из вертикальной плоскости поворачивается в сторону амплитуды Z горизонтального положения, т. е. в первом сечении и на всем участке до узловой точки s вал совершает прямую прецессию, а в сечении второго диска и всей правой части — обратную. В сечении узловой точки вал совершает колебания только в вертикальной плоскости.

Рассмотренные примеры позволяют сделать следующие выводы:

— при прямой синхронной прецессии вал имеет статическое напряженное состояние, так как форма изгиба не изменяется и вращения вала относительно плоскости изгиба не происходит. Растянутые и сжатые волокна не меняются местами;

— при всех регулярных несинхронных прецессиях имеет место вращение вала в ту или иную сторону относительно плоскости изгиба. Из-за этого, хотя форма изгиба не меняется, волокна вала испытывают знакопеременные напряжения, материал работает на усталость;

— при нерегулярных несинхронных прецессиях происходит периодическое изменение формы изгиба вала в сочетании со знакопеременностью напряжений волокон из-за относительного вращения. Материал ротора интенсивно работает на усталость, а детали конструкции — на знакопеременные нагрузки, которые на резонансных угловых скоростях весьма значительны;

— анизотропия опор ротора, связанная с неосесимметричностью конструкции корпуса и самой системы подвески двигателя, приводит к появлению роторных резонансных частот со сложным видом прецессии, которая может сопровождаться появлением высоких знакопеременных напряжений и усилий в элементах конструкций роторов.

7.7. КОЛЕБАНИЯ РОТОРОВ ПРИ ДЕЙСТВИИ СИЛ ВНЕШНЕГО И ВНУТРЕННЕГО ТРЕНИЯ

Силы трения во вращающихся валах и роторах разделяются на внешние и внутренние.

Основные силы внешнего трения действуют в опорах. Их величины зависят от скорости прецессии ротора, действующих

в опорах сил, конструкций опор. К этим силам могут добавиться силы трения в уплотнениях, взаимодействие с рабочей средой в лопаточной части дисков и на их боковых поверхностях.

Внутреннее трение связано с деформацией вала и гистерезисными потерями. Оно появляется тогда, когда волокна вала испытывают знакопеременные напряжения, а в устройствах сочленения частей ротора возникают периодические проскальзывания. Отмеченные явления возникают всегда, когда ротор прецессирует со скоростью, отличающейся от скорости собственного вращения.

7.7.1. Потеря устойчивости ротора при действии сил трения

Рассмотрим наиболее простой случай — вал с диском посередине (рис. 7.24). Решение задачи рассмотрим в векторном изложении.

Под действием внешней возмущающей силы, действующей в виде вращающегося вектора

$$Q = He^{i\omega t},$$

а также сил внешнего и внутреннего трения вал прогибается и прецессирует. Положение центра масс диска в неподвижной системе осей x_0y_0 определяется вектором $\bar{Z}_0$.

Одновременно с прецессией вал вращается вокруг изогнутой оси со скоростью ω .

Выберем систему осей координат xy , связанную с валом и вращающуюся поэтому со скоростью ω . Положение центра диска в этой системе осей координат определяется вектором $\bar{Z}$. Модуль вектора $\bar{Z}$ равен модулю вектора $\bar{Z}_0$, а угловая координата в осях xy на величину ωt меньше. В векторной форме это запишется так:

$$\bar{Z} = \bar{Z}_0 e^{-i\omega t}. \quad (7.54)$$

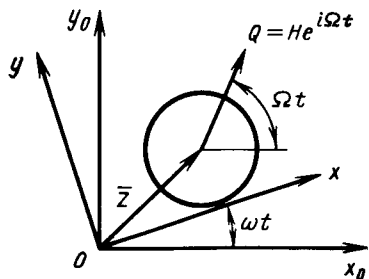
Для выяснения принципа действия сил трения на вращающийся вал примем для них закон вязкого трения. Тогда векторы сил внешнего и внутреннего трения выразятся формулами

$$R_0 = -\xi \dot{\bar{Z}}_0; \quad (7.55)$$

$$R_\mu = -\mu \dot{\bar{Z}}, \quad (7.56)$$

где ξ и μ — коэффициенты внешнего и внутреннего трения.

Рис. 7.24. К вопросу об устойчивости ротора при действии сил внутреннего и внешнего трения



Таким образом, сила внешнего трения пропорциональна абсолютной скорости, а сила внутреннего трения — относительной скорости.

Дифференцируя (7.54) и подставляя результат в (7.56), получаем

$$R_\mu = -\mu (\dot{\bar{Z}}_0 - i\omega \bar{Z}_0) e^{-i\omega t}. \quad (7.57)$$

Эта формула определяет силу внутреннего трения во вращающихся осях xy . Для перехода к неподвижным осям правую часть (7.57) следует умножить на $e^{i\omega t}$. Тогда получим

$$R_{\mu_0} = R_\mu e^{i\omega t} = -\mu (\dot{\bar{Z}}_0 - i\omega \bar{Z}_0). \quad (7.58)$$

Дифференциальное уравнение неустановившегося движения ротора под действием возмущающей силы Q и сил трения, в векторной форме в неподвижных осях, записывается как уравнение равновесия всех сил:

$$m\ddot{\bar{Z}}_0 + \xi \dot{\bar{Z}}_0 + \mu (\dot{\bar{Z}}_0 - i\omega \bar{Z}_0) + c\bar{Z}_0 = He^{i\omega t}. \quad (7.59)$$

Решение уравнения без правой части, определяющее устойчивость свободного прецессионного движения, ищется в следующем виде:

$$\bar{Z}_0 = e^{(a+ib)t}. \quad (7.60)$$

Подставляя это решение в уравнение (7.59), получаем

$$(a+ib)^2 + (2n+\mu')(a+ib) - i\mu'\omega + \omega_{кр}^2 = 0,$$

где

$$\omega_{кр}^2 = \frac{c}{m}; \quad 2n = \frac{\xi}{m}; \quad \mu' = \frac{\mu}{m}. \quad (7.61)$$

Разделяя действительную и мнимую части, получаем два следующих уравнения для определения a и b :

$$b^2 = \omega_{кр}^2 + (2n+\mu')a + a^2; \quad a = \frac{1}{2}\mu' \left(\frac{\omega}{b} - 1 \right) - n. \quad (7.62)$$

Если внутреннее трение отсутствует ($\mu' = 0$), то из уравнений (7.62) следует

$$a = -n, \quad b = \pm \sqrt{\omega_{кр}^2 - n^2}, \quad \bar{Z}_0 = e^{(-n \pm ib)t}. \quad (7.63)$$

Это — свободные затухающие круговые колебания. Круговая частота b близка к $\omega_{кр}$ ввиду малости n , т. е. при отсутствии внутреннего трения вал устойчив.

Неустойчивость вала возникает тогда, когда показатель a будет иметь положительное значение. Из формулы (7.60) следует, что в этом случае модуль вектора прогиба с течением времени будет монотонно возрастать.

Если существует внутреннее трение в роторе, значение μ' положительно, то всегда существует возможность потери устой-

чивости вала. Угловая скорость, при которой наступает состояние неустойчивости, определяется второй формулой (7.62). Полагая, что $b \approx \omega_{кр}$, находим

$$a = \frac{1}{2} \mu' \left(\frac{\omega}{\omega_{кр}} - 1 \right) - n. \quad (7.64)$$

Состояние неустойчивости наступает при угловой скорости, превышающей критическую. Полагая как минимум $a = 0$, находим границу неустойчивости:

$$\frac{\omega}{\omega_{кр}} \geq \frac{2n}{\mu'} + 1. \quad (7.65)$$

Если конструктивное внутреннее трение в роторе по каким-либо причинам велико, то потеря устойчивости наступает при небольшом превышении ω над $\omega_{кр}$. Для того чтобы отодвинуть границу в область высоких скоростей ω , необходимо применять демпферные опоры с высоким коэффициентом трения, при котором n велико.

7.7.2. Вынужденные колебания при действии сил трения

Частное решение полного уравнения (7.59) для вынужденных колебаний берется в форме правой части:

$$\bar{Z}_0 = A e^{i\omega t}, \quad (7.66)$$

где A — прогиб вала при вынужденных колебаниях под действием кругового вектора.

После подстановки (7.66) в уравнение (7.59) и небольших преобразований получим формулу для определения амплитуды круговых колебаний:

$$A = \frac{\omega_{кр}^2 - \Omega^2 - i[2n\Omega + \mu'(\Omega - \omega)]}{(\omega_{кр}^2 - \Omega^2)^2 + [2n\Omega + \mu'(\Omega - \omega)]^2} \frac{H}{m}. \quad (7.67)$$

Амплитуда колебаний выражается комплексным числом, что указывает на существование угла сдвига ε вектора перемещения относительно вектора возмущающей силы (рис. 7.25).

Модуль вектора A и фазовый угол ε можно найти на основе формулы (7.67). Первый является величиной, равной корню квадратному из суммы квадратов действительной и мнимой частей комплексного числа, а второй — их отношению:

$$|A| = \frac{H}{m} \{ (\omega_{кр}^2 - \Omega^2)^2 + [2n\Omega + \mu'(\Omega - \omega)]^2 \}^{-\frac{1}{2}}; \quad (7.68)$$

$$\operatorname{tg} \varepsilon = \frac{2n\Omega + \mu'(\Omega - \omega)}{\omega_{кр}^2 - \Omega^2}. \quad (7.69)$$

Из формулы (7.68) видно, что внутреннее трение в роторе может являться дополнительным фактором демпфирования, если скорость Ω вынужденной прецессии больше собственной угловой

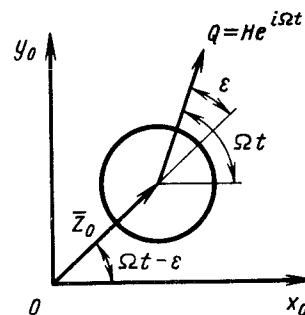


Рис. 7.25. К задаче о демпфировании силами трения при вынужденных колебаниях ротора

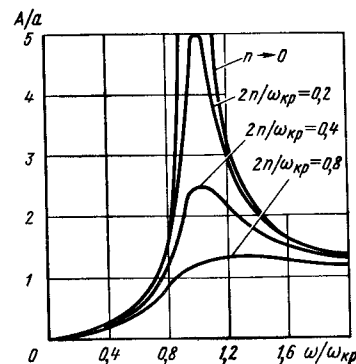


Рис. 7.36. Зависимость амплитуды прогиба ротора от угловой скорости при различных силах трения при прямой синхронной прецессии, возникающей под действием неуравновешенности

скорости ротора. Если же Ω меньше ω , то трение в роторе снижает эффект демпфирования, так как численное значение выражения в квадратных скобках уменьшается.

Демпфирование весьма существенно для обратных прецессий. Ввиду отрицательного знака Ω все члены выражения, заключенного в квадратные скобки, складываются и амплитуда A существенно уменьшается, особенно на резонансном режиме, когда $\Omega = \omega_{кр}$.

Частным случаем решения является прямая синхронная прецессия, которая возникает под действием собственной неуровновешенности ротора. В этом случае $\Omega = \omega$, $H = m a \omega^2$. Тогда формулы (7.68) и (7.69) принимают вид

$$|A| = a \omega^2 \{ (\omega_{кр}^2 - \omega^2)^2 + (2n\omega)^2 \}^{-\frac{1}{2}}; \quad (7.70)$$

$$\operatorname{tg} \varepsilon = \frac{2n\omega}{\omega_{кр}^2 - \omega^2}. \quad (7.71)$$

Составляющая внутреннего трения с коэффициентом μ' в формулах отсутствует, так как прогиб ротора принимает вид статического прогиба. На рис. 7.26 показана зависимость амплитуд прогибов от величины коэффициента трения. При больших коэффициентах прогиб на критической скорости соизмерим с эксцентриситетом балансировки a . При малом демпфировании он может быть на один-два порядка больше.

При угловых скоростях, значительно превышающих критическую, независимо от величины демпфирования, прогиб стремится к величине a , т. е. ротор самоцентрируется.

7.8. КОНСТРУКЦИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ УПРУГО-ДЕМПФЕРНЫХ ОПОР

7.8.1. Основные понятия и требования к опорам

В большинстве современных газотурбинных двигателей роторы устанавливаются на упруго-демпферных опорах.

Основным назначением упруго-демпферных опор является снижение общего уровня вибраций роторов и всего двигателя в целом и устранение опасных резонансных колебаний. С этой целью основные параметры и характеристики опор — коэффициенты жесткости, демпфирующие способности, место расположения — должны быть согласованы наилучшим образом с динамическими характеристиками роторов в системе двигателя. Такое согласование должно производиться весьма совершенными методами с привлечением современной вычислительной техники еще в процессе проектирования двигателя. Изменение динамических характеристик уже построенного двигателя в процессе доводки весьма затруднительно и требует существенной переделки его конструкции.

Параметры и характеристики опор зависят от их конструкции, основных размеров, напряжений в определяющих деталях. В качестве дополнительных требований к названным можно указать на следующие:

- ограничение больших радиальных деформаций в опорах под действием радиальных статических перегрузок. Это предупредит возможность задевания лопаток ротора о корпус и задеваний в лабиринтных уплотнениях воздушного тракта и масляных полостей;

- обеспечение соосности расположения ротора в корпусе путем смещения центра опоры на величину статической деформации ее упругих элементов от действия силы веса. При этом не должна нарушаться осесимметричность упругих и демпферных характеристик опоры;

- обеспечение оптимальной демпфирующей способности;

- обеспечение стабильности и определенности упруго-демпферных характеристик опоры при назначении допусков на изготовление деталей опоры и использования возможностей подбора деталей при сборке.

В настоящее время наиболее широкое применение получили опоры трех видов:

- опоры с кольцевыми упругими элементами;
- опоры типа «беличье колесо»;
- опоры гидродинамического типа.

7.8.2. Конструкция и расчет опор с кольцевыми элементами

Основным упругим элементом опоры (рис. 7.27) является тонкостенное упругое кольцо 3. Кольцо вставлено между корпусом и внешним кольцом подшипника с определенным натягом и

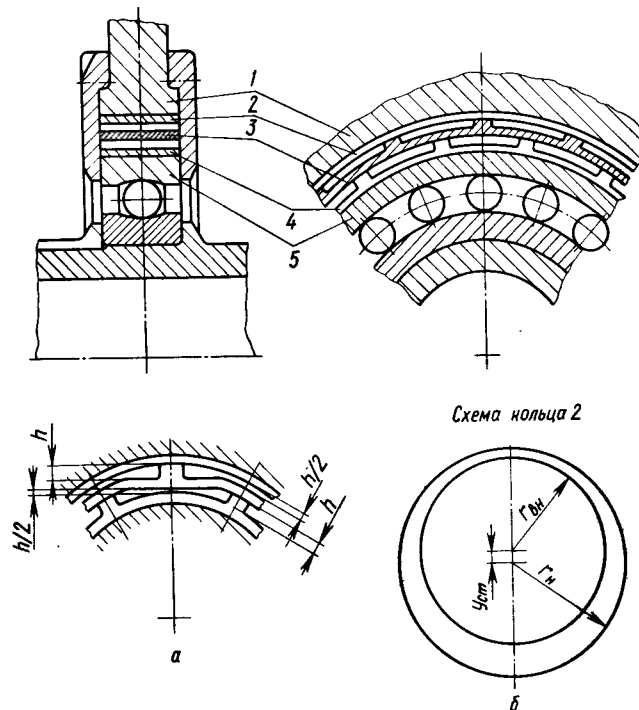


Рис. 7.27. Упруго-демпферная опора с упругими кольцами

опирается своими выступами на кольцо 2, сидящее в корпусе 1, и на выступы кольца 4, сидящего на внешнем кольце подшипника 5. При радиальном перемещении подшипника участки упругого кольца прогибаются, создавая упругую реакцию на подшипник. Упругое кольцо обычно имеет 9—12 выступов и соответственно столько же упругих участков. Выступы располагаются в шахматном порядке. Взаимное расположение колец фиксируется специальной контровкой. Толщина и ширина упругого кольца и число участков определяют жесткость опоры.

Высота выступов составляет всего 0,15 ... 0,25 мм и определяет допустимую по прочности величину прогиба участка кольца. Для того чтобы все участки кольца участвовали в работе, оно устанавливается в корпус с натягом по выступам, равным половине высоты выступа (рис. 5.30, а). По выступам внутреннего кольца упругое кольцо также имеет натяг. Этот натяг необходим для избежания люфта по внутренним выступам. Величина натяга достаточна в пределах до 0,04 мм при больших диаметрах внешнего кольца подшипника.

Пространство между выступами колец заполняется маслом. При деформации участков кольца в этих пространствах возникает выдавливание или засасывание масла. Перетекание масла проис-

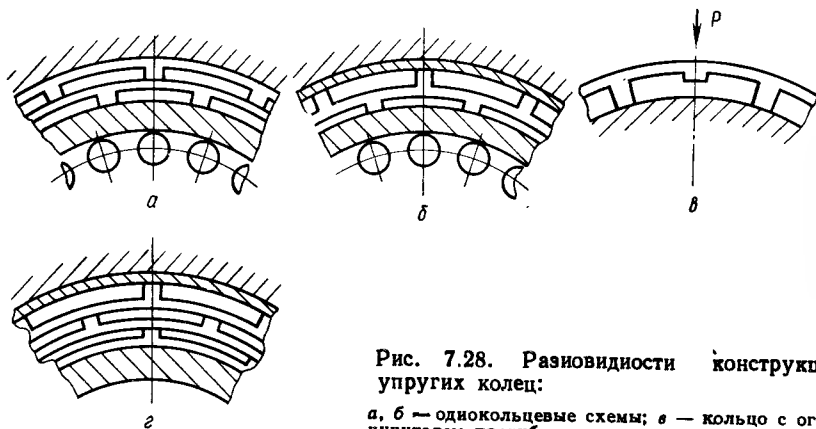


Рис. 7.28. Разновидности конструкций упругих колец:

а, б — однокольцевые схемы; в — кольцо с ограничителем прогиба; г — двухкольцевая схема

ходит через торцевые зазоры и через неплотности выступов. Отмеченные насосные действия создают демпфирующий эффект. Подбором зазоров и надежным подводом смазки в полости достигается наибольший эффект демпфирования. Последнее, кроме того, устраняет возможность возникновения в полостях при всасывании разрывов масляных пленок и ухудшения демпфирующей способности опоры.

На рис. 7.28 показаны разновидности конструкций колец. Упругая система, состоящая из двух-трех колец (рис. 7.28, а, г), применяется в тех случаях, когда необходимо уменьшить жесткость опоры. Кольцо со специальным ограничителем прогиба (рис. 7.28, в) позволяет более точно калибровать величину прогиба кольца, что весьма важно во избежание перегрузки кольца и потери его упругости.

Конструкция упругой опоры с упругими кольцами является весьма компактной и легкой, но изготовление упругих колец требует прецизионной точности всех их размеров, а также посадочных диаметров.

Для достижения стабильности упруго-демпферных характеристик опор необходима при сборке их доводка на специальной установке.

Определяющим элементом упругого кольца является участок между выступами. Расчет этого участка с достаточной степенью точности можно производить по формулам симметричной балочки с заделками по концам (рис. 7.29). Связь между нагрузкой P , прогибом участка

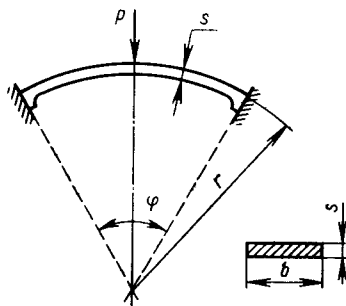


Рис. 7.29. Упругий элемент кольца

посередине и возникающим напряжением изгиба определяется соответствующими формулами:

$$y = \frac{Pr^2\varphi^3}{192EJ}; \quad (7.72)$$

$$\sigma = \frac{Pr\varphi s}{16J}, \quad (7.73)$$

где $J = bs^3/12$ — момент инерции сечения кольца на изгиб.

Связь между прогибом кольца и возникающим в нем напряжением получается из приведенных формул после исключения из них усилия P :

$$y = \frac{r^2\varphi^3}{12Es} \sigma. \quad (7.74)$$

По этой формуле можно определить максимально допустимый прогиб кольца по предельно допустимому напряжению в нем.

Коэффициент жесткости элемента кольца определяется из формулы (7.72):

$$C_0 = \frac{P}{y} = \frac{192EJ}{r^2\varphi^3}. \quad (7.75)$$

Общий коэффициент жесткости опоры в радиальном направлении

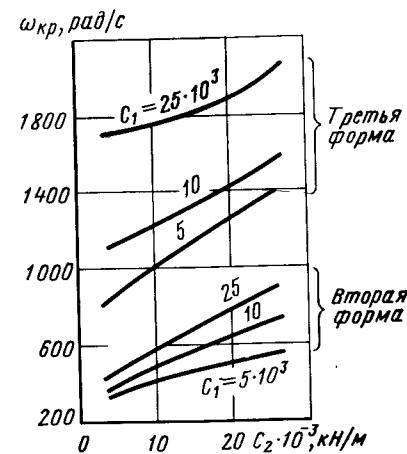
$$C = \frac{z}{2} C_0 = \frac{96EJz}{r^2\varphi^3}, \quad (7.76)$$

где z — число участков (число выступов) упругого кольца.

Формула (7.76) является основной, она связывает размеры упругого кольца с задаваемой жесткостью опоры. Как было сказано ранее, требуемый коэффициент жесткости опоры определяется специальными расчетами роторов на колебания; его величина подбирается так, чтобы устранить резонансные колебания роторов на рабочих частотах вращения. Коэффициенты жесткости опор в большинстве случаев лежат в пределах $10 \cdot 10^3 \dots 30 \cdot 10^3$ кН/м. На рис. 7.30 показан пример изменения критических скоростей трехопорного ротора газотурбинного двигателя при изменении коэффициентов жесткости его первой и второй опор.

Применение упругих опор с небольшой жесткостью приводит к появлению статических радиальных смещений

Рис. 7.30. Влияние жесткости передней C_1 и средней C_2 опор на критические скорости ротора



ротора под действием сил веса. В результате цапфа ротора занимает нецентрального положение по отношению к центру опоры. Величина смещения определяется по формуле

$$y_{ст} = G/C, \quad (7.77)$$

где G — масса ротора, приходящаяся на рассматриваемую опору.

Для устранения эксцентриситета расположения ротора необходимо центр внутренней окружности центрирующего кольца 2 (см. рис. 7.27, б) сместить вверх на величину $y_{ст}$.

Посадка упругого кольца по центрирующим выступам производится с натягом. Это необходимо для того, чтобы все упругие участки кольца участвовали в работе. Величина радиального натяга должна быть равна $0,5h = 0,5Y_{max}$, т. е. половине максимально-допустимого прогиба, определяемого по формуле (7.74). Соответственно величина диаметрального натяга должна быть равна $h = Y_{max}$. Тогда максимальная радиальная упругая деформация опоры, определяемая предельным напряжением упругого кольца, составит величину, равную $(0,5h - y_{ст})$.

Величина радиального упругого смещения опоры ограничивается упором или высотой выступов упругого кольца. Это необходимо во избежание перегрузки кольца и появления в нем остаточных деформаций. Величина смещения является важной характеристикой опоры, так как определяет ее способность воспринимать силы статических перегрузок, возникающих при эволюциях летательного аппарата. Предельная величина перегрузки n , воспринимаемая опорой, может быть найдена из равенства

$$0,5h = ny_{ст} + Y_a, \quad (7.78)$$

где Y_a — предельная амплитуда колебаний цапфы в опоре.

Если величина перегрузки оказывается недостаточной, то упругое кольцо увеличивается по толщине и ширине. Для сохранения необходимой жесткости опоры в нее вставляется два, а иногда и три упругих кольца (см. рис. 7.28, г). Расчет каждого упругого кольца производится аналогично рассмотренному. Коэффициент жесткости многослойной упругой опоры определяется по формуле

$$\frac{1}{C} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_3}, \quad (7.79)$$

где C_1, C_2, C_3 — коэффициенты жесткости колец опоры, каждого в отдельности.

Общий диаметральный натяг пакета упругих колец в корпусе должен быть равен сумме высот выступов: $h_1 + h_2 + h_3$. Статический прогиб опоры равен сумме статических прогибов всех колец. Эта величина определяет необходимый эксцентриситет отверстия внешнего кольца по отношению к отверстию в корпусе.

Демпфирующие свойства опоры зависят от количества и размеров выступов упругих колец, от боковых зазоров, температуры и вязкости масла, заполняющего демпферную опору. Характе-

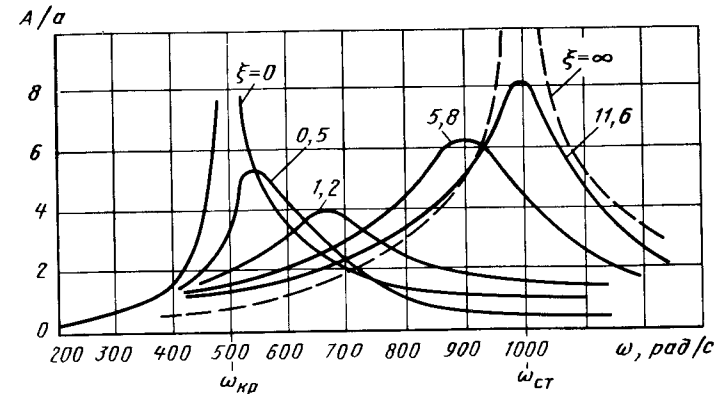


Рис. 7.31. Влияние коэффициента демпфирования в опоре ротора на амплитуду динамического усилия в ней:

$\xi = 2n/\omega_{кр}$ ($\omega_{кр}$ — критическая скорость ротора на упругих опорах при отсутствии демпфирования в них); ω_c — критическая скорость ротора на идеально жестких опорах

ристики демпфирования опоры являются **нелинейными** и зависят от частоты колебаний цапфы в опоре.

Демпфирующие способности опоры оцениваются отношением ξ/C_0 — коэффициента вязкого трения к коэффициенту жесткости опоры. Но более удобной характеристикой является безразмерное отношение $2n/k$, где $2n = \xi/m$, $k^2 = C_0/m$. Здесь m — масса ротора, отнесенная к демпферной опоре. Этот безразмерный коэффициент учитывает привязку опоры к определенному ротору.

На рис. 7.31 показаны динамические усилия на опору при различных коэффициентах демпфирования. По оси абсцисс отложена угловая скорость ротора, по оси ординат — отношение усилия на опору к силе неуравновешенности $ma\omega^2$, где ma — дебаланс ротора, отнесенный к данной опоре. Характеристики, приведенные на рисунке, показывают, что существует некоторое оптимальное значение коэффициента демпфирования, при котором максимальные динамические усилия на опору имеют наименьшие величины. При меньших значениях коэффициентов демпфирования резонансные усилия возрастают, приближаясь к усилиям бездемферной упругой опоры. При слишком больших коэффициентах амплитуды сил существенно возрастают, резонансные частоты смещаются в область скоростей ротора на жестких опорах.

Доводка упруго-демферной опоры при ее создании, а также настройка характеристик опоры при сборке двигателя должна производиться на специальной установке.

7.8.3. Конструкция и расчет опор типа «беличье колесо»

Название опоры возникло вследствие внешнего сходства ее упругого элемента с колесом, которое часто можно увидеть в беличьих клетках. Упругий элемент опоры (рис. 7.32) представляет

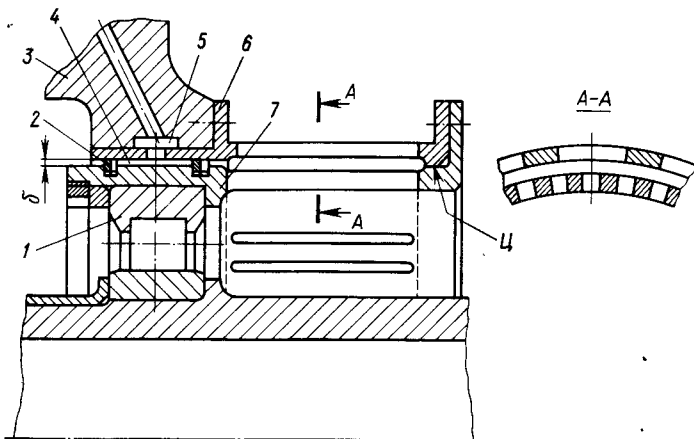


Рис. 7.32. Упруго-демпферная опора типа «беличье колесо»

собой втулку с большим количеством прорезей. Втулка одной стороной с помощью фланца прикрепляется к корпусу 3, с другой стороны в нее вставляется подшипник ротора 1. Корпусная втулка 6 может иметь различную конструкцию, но в ряде случаев она также выполняется в виде беличьего колеса и является вторым упругим элементом опоры.

Под действием радиальной силы подшипника стержневые элементы упругой втулки работают на изгиб.

Жесткость опоры определяется толщиной стенки втулки 7, шириной прорезей, числом и длиной образовавшихся стержневых элементов.

Для того чтобы стержневые элементы имели одинаковую жесткость и напряженность во всех направлениях изгибной деформации, их поперечное сечение должно быть круглым. Однако вследствие больших технологических трудностей они выполняются квадратного сечения.

Демпфером опоры является тонкий масляный слой 4 между втулками 6 и 7. Толщина слоя составляет 0,2 ... 0,3 мм, ею определяется величина упругой радиальной деформации опоры. Масло подается в зазор из кольцевой канавки 5 корпуса 3 через равномерно расположенные отверстия во втулке 6. Длина демпфирующего масляного слоя определяется расположением уплотняющих колец 2.

Демпфирующие свойства опоры зависят от толщины и ширины масляного слоя. Поэтому эти параметры при проектировании опоры оптимизируются расчетными методами и дорабатываются экспериментально.

Масляный слой 4 создает не только гидродинамический эффект демпфирования. В связи с тем, что радиальная сила от ротора представляет собой вращающийся вектор, угловая скорость кото-

рого равна угловой скорости ротора, масляный слой работает как гидродинамический подшипник. Гидродинамическая радиальная сила является дополнением к упругой силе, создаваемой стержнями опоры.

Расчет упругих элементов опоры. Стержни беличьего колеса опоры работают на изгиб. Их размеры должны быть выбраны так, чтобы был получен необходимый коэффициент жесткости опоры и чтобы максимальные напряжения в стержнях при максимальной прогибе опоры, равном толщине масляного слоя, не превосходили допустимых напряжений по запасам прочности. При этом учитывается статическая деформация стержней от действия силы веса ротора, приходящейся на рассчитываемую опору.

Величина коэффициента жесткости опоры задается на основе динамического расчета роторной системы двигателя. Толщина демпфирующего масляного слоя должна быть больше максимально возможного эксцентриситета разбалансировки ротора. В зависимости от размеров ротора эта величина лежит в пределах 0,2 ... 0,3 мм. Величина толщины и длины масляного слоя определяет также демпфирующие свойства опоры. Поэтому расчет упругих элементов и гидродинамических сил опоры производится взаимосвязанно.

Стержень опоры работает как балочка с двухсторонним защемлением (рис. 7.33). Связь между усилием P и прогибом стержня определяется формулой

$$y = \frac{Pl^3}{12EJ}, \text{ где } J = a^4/12. \quad (7.80)$$

Поперечное сечение балочки рассматривается квадратным, сторона квадрата равна a .

Максимальный изгибающий момент и напряжение возникают в заделке. Их величины определяются формулами

$$M = \frac{1}{2} Pl; \sigma = \frac{M}{W}, \quad (7.81)$$

где W — момент сопротивления балочки на изгиб.

Следует обратить внимание на то, что момент инерции J балочки квадратного сечения при изгибе в любой плоскости остается одинаковым. Но момент сопротивления зависит от пло-

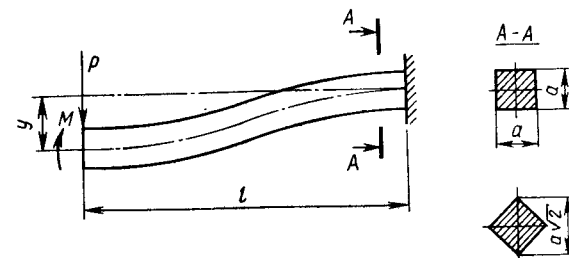


Рис. 7.33. Упругий элемент «беличьего колеса»

скости изгиба. Наименьшим он будет для балочек, расположенных под углом 45° к плоскости изгиба:

$$W = \frac{J}{a} \sqrt{2} \text{ вместо } W = 2 \frac{J}{a}.$$

По этой причине напряжение в указанных балочках будет на 40 % больше. По этим напряжениям определяется максимально допустимый прогиб.

Если балочки имеют круглое сечение, то все они равнопрочны независимо от направления изгиба. Момент сопротивления их равен $\pi d^3/32$.

Решив совместно формулы (7.80) и (7.81) и исключив P , получим формулу, связывающую прогиб и напряжение:

$$y = \frac{\sigma l^2}{3Ea\sqrt{2}}. \quad (7.82)$$

Общее радиальное усилие, воспринимаемое беличьим колесом, пропорционально числу балочек z .

Коэффициент жесткости опоры

$$C = \frac{12EJ}{l^3} z. \quad (7.83)$$

Под действием силы веса ротора G , приходящегося на рассчитываемую опору, возникает статический прогиб опоры. Его величина

$$y_{ст} = G/C. \quad (7.84)$$

Для того чтобы подшипник занимал центральное положение в опоре и масляный слой был равномерен по окружности, а также для того чтобы ротор занимал центральное положение относительно корпуса, необходимо центрирующую окружность Ц в корпусной втулке b (см. рис. 7.32) сдвинуть вверх на величину $y_{ст}$.

Максимальный прогиб балочек беличьего колеса

$$y_{max} = \delta + y_{ст}, \quad (7.85)$$

где δ — толщина масляного слоя, в пределах которого возможны радиальные перемещения подшипника в опоре.

Максимальному прогибу соответствует наибольшее напряжение, которое определяется по формуле (7.82). Это напряжение не должно превышать допустимое.

Подбором числа балочек, размеров их поперечного сечения и длины можно получить необходимую жесткость опоры и достаточный запас прочности балочек при максимальном их прогибе.

При необходимости можно уменьшить длину беличьего колеса, применив двойное колесо (см. рис. 7.32). Расчет каждого из колес ведется по приведенным формулам, а суммарная жесткость равна

$$C = \frac{C_1 C_2}{C_1 + C_2}. \quad (7.86)$$

7.8.4. Гидродинамическая демпферная опора

В отечественной и зарубежной практике все более широкое применение получает опора с гидродинамической масляной пленкой без упругих элементов (рис. 7.34).

Основное достоинство опоры — простота конструкции. Но подбор толщины δ и ширины масляной пленки требует специального расчета гидродинамики масляного слоя, так как он является полностью несущим и демпфирующим.

В простейших конструкциях несущая масляная пленка создается непосредственно между наружным кольцом подшипника и втулкой корпуса. В зазор подается масло под обычным давлением, осевой зазор кольца делается возможно меньше, в пределах 0,02 ... 0,04 мм.

Для того чтобы увеличить ширину масляной пленки и улучшить торцевые уплотнения, применяется конструкция, подобная гидравлической части, показанной на рис. 7.32. Это позволяет более точно подобрать размеры масляной пленки, обеспечивает стабильность характеристик демпферной опоры во время работы и позволяет добиваться идентичности характеристик в процессе ее сборки.

На рис. 7.35 показана характеристика гидродинамической опоры без упругих элементов.

Масляный слой в гидродинамической опоре работает с большой нагрузкой. Это сопровождается большим выделением тепла в слое, что влияет на вязкость масла в опоре при различных угло-

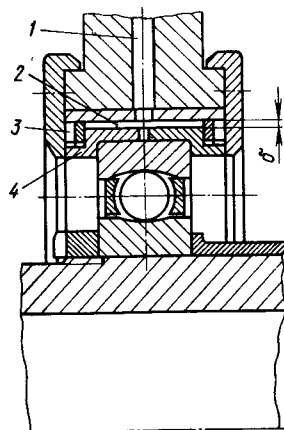


Рис. 7.34. Устройство гидродинамической демпферной опоры:

1 — подвод масла из магистрали; 2 — масляный слой; 3 — упругие кольца (4 шт.); 4 — плавающие втулки (2 шт.)

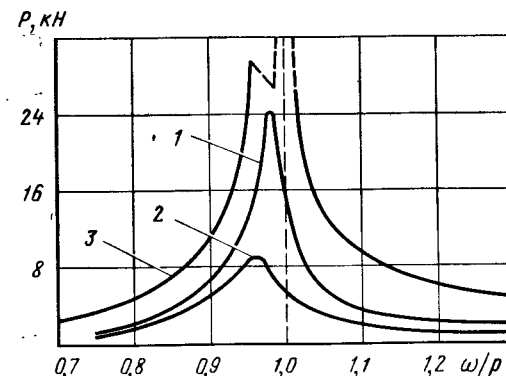


Рис. 7.35. Характеристика динамических усилий на цапфе ротора при гидродинамической опоре:

1 — опора с радиальным зазором $\delta = 0,15$ мм и дебалансом ротора $a = 0,03$ мм; $a/\delta = 0,2$; 2 — опора с увеличенным зазором $\delta = 0,2$ мм; $a/\delta = 0,15$; 3 — ротор с повышенной неуравновешенностью $\delta = 0,15$ мм, $a/\delta = 0,5$; $p = 1000$ рад/с

вых скоростях ротора. Для обеспечения стабильности характеристики опоры необходимо, создавая торцевые уплотнения, обеспечить достаточно большую прокачку масла через опоры. При проектировании опоры ее температурное состояние и необходимая величина прокачки масла оцениваются специальными расчетами.

7.9. РАСЧЕТ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК И ПРОЕКТИРОВАНИЕ РОТОРА С ПОМОЩЬЮ ЭВМ

Сложность современных авиационных ГТД, высокие к ним требования, огромная стоимость создания новых моделей требуют весьма достоверных оценок принимаемых конструктором проектных решений. Это особенно относится к вибрациям роторов двигателей, тем более к вибрациям многовальных роторных систем, так как конструкция роторов и их динамические характеристики в значительной степени определяют конструкцию двигателя в целом, уровень создаваемых им вибраций на летательном аппарате, надежность двигателя в эксплуатации.

Расчеты на колебания роторов и роторных систем ГТД весьма трудоемки. В процессе проектирования рассматривается большое количество вариантов, производятся уточнения в отношении деталей проекта, ведется подбор упруго-демпферных опор, поиск вариантов конструкций с минимальным уровнем вибраций.

Выполнение перечисленных работ возможно лишь с помощью быстродействующих ЭВМ и создаваемых на их основе систем автоматизированного проектирования.

В настоящее время существует достаточно большое количество методов и созданных на их основе машинных программ для численных исследований вибраций роторов и роторных систем. Одним из них является метод начальных параметров.

7.9.1. Метод начальных параметров расчета виброхарактеристик роторов

Метод начальных параметров широко применяется для расчета различных деталей на колебания. Практика применения этого метода показала его достоверность и достаточную точность при расчете не только простых, но и сложных многовальных систем. Метод универсален и удобен для программирования, так как строится по циклическому принципу и позволяет использовать стандартные машинные программы и процедуры. Большим достоинством метода является и то, что он позволяет производить расчет без какого-либо усложнения в любом диапазоне частот вращения, определять широкий спектр собственных частот и форм колебаний, рассчитывать вынужденные колебания роторов, строить типовую амплитудно-частотную характеристику двигателя в диапазоне его рабочих режимов. Все это весьма важно, так как опасные вибрации в современных двигателях возникают по старшим фор-

мам колебаний и в процессе проектирования и доводки двигателей должны быть выявлены, оценены и устранены.

С целью проведения расчета реальная конструкция ротора представляется в виде расчетной схемы. Ротор является осесимметричным гибким телом вращения, расположенным на нескольких упругих или идеально жестких опорах. Для изложения основ метода рассмотрим осесимметричные упругие опоры, при отсутствии демпфирующих сил.

Расчетная схема ротора может быть представлена набором из восьми типовых элементов: дисков, точечных масс, участков в виде отрезков валов или оболочек, ступенчатых переходов между участками, шарнирного соединения, упругих и жестких опор [37, 12].

Диски ротора, каждый в отдельности или два-три жестко связанных, представляются простым идеально жестким диском, масса и моменты инерций которого равны массе и моментам инерций реальных дисков, включая массу лопаток.

Эквивалентный диск располагается в том сечении на оси ротора, где находится центр масс реального диска. Масса валов ротора включается в массу дисков.

Если вал имеет большую длину, то он разбивается на несколько участков. Масса каждого участка заменяется точечной массой, расположенной в центре масс участка.

Участки вала между дисками и точечными массами рассматриваются как невесомые. Их податливость на изгиб оценивается коэффициентами податливости α_{11} , α_{12} , α_{22} . Если участок вала принимается с постоянным поперечным сечением, то коэффициенты податливости подсчитываются по формулам

$$\alpha_{11} = \frac{l^3}{3EJ}; \quad \alpha_{12} = \frac{l^2}{2EJ}; \quad \alpha_{22} = \frac{l}{EJ}, \quad (7.87)$$

где l , J — длина и момент инерции поперечного сечения вала на изгиб; E — модуль упругости материала.

Если участок представляет собой тонкостенную оболочку большого диаметра, то ее податливость подсчитывается по формулам

$$\alpha_{22} = \frac{l}{\pi E \delta R^3}; \quad \alpha_{12} = \frac{1}{2} \alpha_{22};$$

$$\alpha_{11} = \frac{2}{3} \alpha_{12} + 0,83 \frac{l}{E \delta R}, \quad (7.88)$$

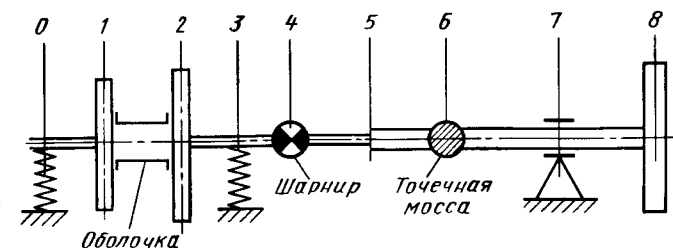


Рис. 7.36. Схема разбиения ротора на участки

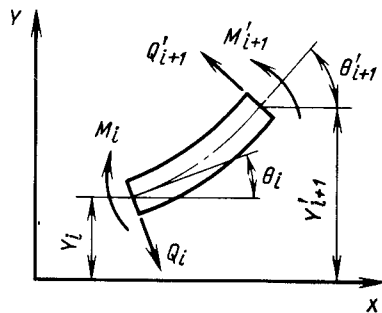


Рис. 7.37. К определению связей между параметрами начала и конца участка

где δ , l , R — толщина стенки, длина, радиус оболочки соответственно.

Во всех случаях коэффициенты податливости должны быть равны соответствующим коэффициентам моделируемых реальных участков ротора.

Примерная расчетная схема ротора показана на рис. 7.36. Границы участков имеют последовательную нумерацию. В каждом сечении располагается какой-либо дискретный типовой элемент.

В процессе расчета для каждого сечения определяется четыре параметра: Y — прогиб ротора, θ — угол поворота сечения, M — изгибающий момент и Q — перерезывающая сила, действующие в данном сечении. Для отличия параметры в сечении перед дискретным элементом обозначаем со штрихом, а за элементом — без штриха.

Уравнения, связывающие параметры начала и конца участка вала, составленные согласно схеме (рис. 7.37), имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} Y'_{i+1} &= Y_i + \theta_i l_i + \alpha_{12} M_{i+1} + \alpha_{11} Q_{i+1}; \\ \theta'_{i+1} &= 0 + \theta_i + \alpha_{22} M_{i+1} + \alpha_{21} Q_{i+1}; \\ M'_{i+1} &= 0 + 0 + M_i - l_i Q_i; \\ Q'_{i+1} &= 0 + 0 + 0 + Q_i, \end{aligned} \quad (7.89)$$

где α_{11} , α_{12} , α_{22} — коэффициенты податливости для данного участка [см. (7.87) или (7.88)].

Запись уравнений связей параметров и методики всего расчета удобно вести в матричной форме.

Преобразовывая уравнения (7.89) так, чтобы справа остались только исходные параметры (без штрихов), а слева — искомые (со штрихами), приходим к системе уравнений, которая в матричной форме записывается так:

$$\begin{pmatrix} Y' \\ \theta' \\ M' \\ Q' \end{pmatrix}_{i+1} = \begin{pmatrix} 1 & l & \alpha_{12} & (\alpha_{11} - \alpha_{12}l) \\ 0 & 1 & \alpha_{22} & (\alpha_{12} - \alpha_{22}l) \\ 0 & 0 & 1 & -l \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} Y \\ \theta \\ M \\ Q \end{pmatrix}_i. \quad (7.90)$$

Согласно правилам перемножения матриц для получения перемещения или усилий на правом конце участка необходимо взять сумму произведений элементов соответствующей строки квадратной матрицы на элементы правого столбца в порядке их

расположения. Квадратная матрица называется фундаментальной. Такие матрицы заранее составляются для всех участков.

Переход через прецессирующий диск, т. е. от параметров сечения перед диском (со штрихом) к параметрам сечения за диском (без штриха), характеризуется неизменностью прогиба и угла поворота сечения ($Y_i = Y'_i$, $\theta_i = \theta'_i$) и изменением момента и перерезывающей силы. Уравнения моментов и сил согласно рис. 7.38, а имеют вид

$$\begin{aligned} M_i + J_p \Omega^2 \left(1 - \frac{J_p}{J_s} \frac{\omega}{\Omega}\right) \theta'_i - M'_i &= 0; \\ Q_i + m \Omega^2 Y'_i - Q'_i &= 0, \end{aligned} \quad (7.91)$$

где J_s , J_p , m — моменты инерций и масса диска в данном сечении.

Матричная форма записи уравнений перехода следующая:

$$\begin{pmatrix} Y \\ \theta \\ M \\ Q \end{pmatrix}_i = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -J_p \Omega^2 A_i & 1 & 0 \\ -m_i \Omega^2 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} Y' \\ \theta' \\ M' \\ Q' \end{pmatrix}_i; \quad (7.92)$$

для удобства $A_i = 1 - J_p \omega / J_s \Omega$.

Следует отметить, что для диска, как и для других дискретных элементов схемы ротора, разделение сечения на два — перед и за элементом (со штрихом и без него), является условным, так как элемент в расчетной схеме не имеет протяженности вдоль оси ротора.

Переход через точечную массу производится по той же формуле (7.92). При этом в фундаментальной матрице следует положить $J_p = J_s = 0$. Тогда 2-й элемент 3-й строки обратится в нуль.

При переходе через упругую опору изменяется только сила Q . Уравнение равновесия сил для этого случая согласно рис. 7.38, б запишется так:

$$Q_i - C_i Y'_i - Q'_i = 0. \quad (7.93)$$

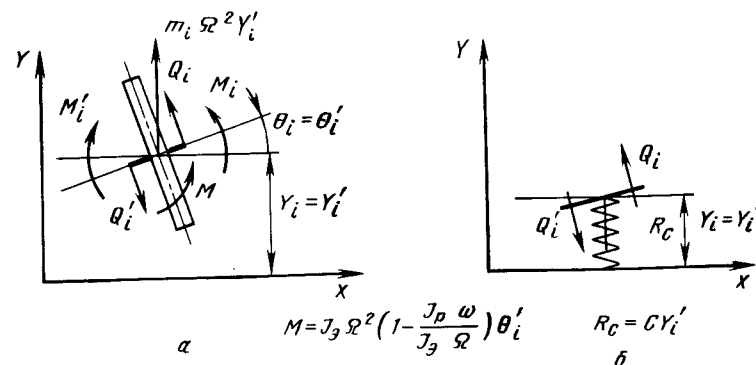


Рис. 7.38. К определению связей между параметрами при переходе через сечение с диском и упругой опорой

Фундаментальная матрица для упругой опоры имеет вид

$$\begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ C_i & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}, \quad (7.94)$$

где C_i — коэффициент жесткости опоры.

Переход от участка с одним поперечным сечением к участку с другим сечением не сопровождается изменением параметров. Поэтому матрица перехода имеет вид

$$\begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}. \quad (7.95)$$

Для идеально жесткой опоры и для шарнирного соединения фундаментальных матриц не существует. При переходе через эти элементы появляются новые неизвестные — в первом случае реакция опоры, во втором — угол поворота в шарнире. Кроме того, для жесткой опоры должно выдерживаться условие $Y_i = 0$, а для шарнира — $M_i = 0$. Далее будет показано, как при этих условиях производится смена параметров.

Для всех участков и элементов расчетной схемы ротора фундаментальные матрицы составляются в числовом выражении всех входящих в них коэффициентов. Исключением является величина Ω^2 , которая входит в матрицу диска (7.92). Эта величина варьируется в процессе расчетов.

Процесс составления матриц относится к разделу подготовки исходных данных. В автоматизированных системах этот процесс ведется автоматически с минимальным запросом от системы к пользователю о необходимых исходных величинах.

7.9.2. Расчет собственных частот и форм колебаний роторов

Расчет целесообразно вести для определенного вида прецессии, т. е. задавшись отношением ω/Ω . Тогда коэффициенты A_i , входящие в фундаментальные матрицы дисков (см. (7.92)), будут иметь постоянные значения на протяжении всего расчета, а вычисленные формы колебаний будут взаимно ортогональны.

Начало расчета связано с выбором начальных параметров в нулевом сечении в виде одного из столбцов:

$$\begin{matrix} a) \begin{vmatrix} 0 \\ \theta_0 \\ 0 \\ Q_0 \end{vmatrix} & б) \begin{vmatrix} Y_0 \\ \theta_0 \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix} & в) \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ M_0 \\ Q_0 \end{vmatrix} \end{matrix}. \quad (7.96)$$

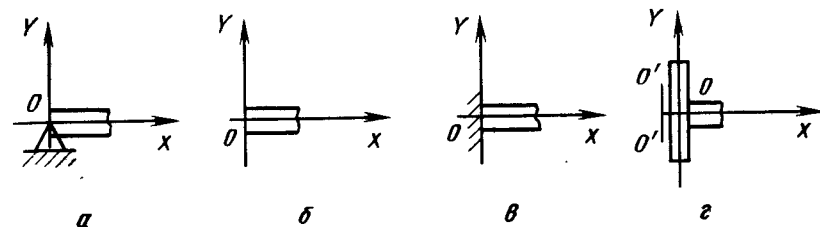


рис. 7.39. Виды закрепления начального сечения:

а — жесткая опора; б — свободная консоль; в — заделка; г — консоль с диском

Эти столбцы соответствуют условиям закрепления левого конца ротора, показанным на рис. 7.39. Во всех случаях из четырех начальных параметров два равны нулю, а два неизвестны. Это означает, что в процессе расчета параметры всех сечений будут линейными функциями двух неизвестных начальных параметров.

Если на консольном конце ротора находится диск или точечная масса (см. рис. 7.39, г), то в качестве начальных параметров следует взять столбец (7.96, б), обозначив эти параметры со штрихом, а диск рассматривать как элемент нулевого сечения.

Определение собственных частот Ω производится путем подбора. Задавшись некоторым числовым значением Ω , которое входит в матрицы дисков и точечных масс, производим последовательное перемножение столбцов параметров на фундаментальные матрицы участков и элементов согласно расчетной схеме. Если в схеме отсутствуют жесткие опоры и шарнирные соединения, то процесс расчета приводит к определенным значениям параметров во всех сечениях ротора, в том числе на правом конце ротора. Как уже было сказано, эти параметры будут иметь вид двучленов. Например, для столбца (7.96, а)

$$\begin{aligned} Y_n &= a_1 \theta_0 + a_2 Q_0; \\ \theta_n &= b_1 \theta_0 + b_2 Q_0; \\ M_n &= c_1 \theta_0 + c_2 Q_0; \\ Q_n &= d_1 \theta_0 + d_2 Q_0, \end{aligned} \quad (7.97)$$

где a, b, c, d имеют определенные числовые значения, образовавшиеся в процессе расчета.

Далее следует проверка выполнения условий закрепления правого конца ротора. Для этого два из четырех параметров конечного сечения приравняются нулю. Например, в случае консольного конца приравняются нулю M_n и Q_n (условия аналогичны (7.96)):

$$\begin{aligned} M_n &= c_1 \theta_0 + c_2 Q_0 = 0; \\ Q_n &= d_1 \theta_0 + d_2 Q_0 = 0. \end{aligned} \quad (7.98)$$

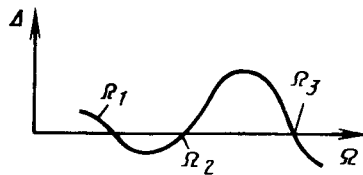


Рис. 7.40. Графики расчета определителя $\Delta(\Omega)$

Эти равенства выполняются в том случае, если определитель, составленный из коэффициентов при неизвестных θ_0 и Q_0 , равен нулю:

$$\Delta = \begin{vmatrix} c_1 & c_2 \\ d_1 & d_2 \end{vmatrix} = 0. \quad (7.99)$$

Если получится, что определитель не равен нулю, то это означает, что заданная величина Ω выбрана неправильно. Необходимо повторить расчет с другим значением Ω . Практически строится график $\Delta(\Omega)$ (рис. 7.40). Точки пересечения кривой с осью абсцисс показывают собственные частоты Ω_j для рассматриваемого вида прецессии.

Построение форм собственных колебаний требует вычисления прогибов Y_i и углов θ_i для всех сечений ротора. Для этого необходимо определить значения исходных начальных параметров (в данном примере θ_0 и Q_0) по любому из двух уравнений (7.98), приняв один из параметров за единицу. Само собой разумеется, что коэффициенты уравнений (7.98) имеют свои значения для каждой частоты Ω_j .

Используя найденные значения исходных параметров θ_0 и Q_0 в двухчленных формулах параметров сечений (7.97), получаем численные значения всех параметров сечений. Параметры сечений представляют собой форму колебаний, эпюры изгибающих моментов и перерезывающих сил для каждой собственной частоты.

Если ротор имеет жесткую опору в сечении N , то связь между параметрами перед жесткой опорой (со штрихами) и за ней (без штрихов) определяется следующими несложными действиями. Параметры перед жесткой опорой запишем в виде следующих сумм:

$$\begin{aligned} Y'_N &= a_{1N}\theta_0 + a_{2N}Q_0 = 0; \\ \theta'_N &= b_{1N}\theta_0 + b_{2N}Q_0; \\ M'_N &= c_{1N}\theta_0 + c_{2N}Q_0; \\ Q'_N &= d_{1N}\theta_0 + d_{2N}Q_0. \end{aligned} \quad (7.100)$$

Вследствие того что на жесткой опоре перемещение равно нулю, первая строчка (7.100) приравнивается нулю. С помощью нее из других строчек исключается θ_0 или Q_0 (исключаем θ_0). Тогда параметры за жесткой опорой будут определены следующим образом:

$$\begin{aligned} Y_N &= 0; \\ \theta_N = \theta'_N &= \left(b_{2N} - b_{1N} \frac{a_{2N}}{a_{1N}} \right) Q_0; \end{aligned}$$

$$M_N = M'_N = \left(c_{2N} - c_{1N} \frac{a_{2N}}{a_{1N}} \right) Q_0; \quad (7.101)$$

$$Q_N = Q'_N + R_N = \left(d_{2N} - d_{1N} \frac{a_{2N}}{a_{1N}} \right) Q_0 + R_N.$$

Последнее равенство, где R_N — реакция опоры, получено согласно схеме равновесия сил (рис. 7.41, а).

В случае шарнирного соединения в сечении n производится аналогичный расчет. Так как шарнир не передает изгибающий момент, то $M'_n = 0$, т. е. третью строку следует приравнять нулю. С ее помощью исключается один из параметров (например R_N). Тогда параметры за шарниром будут определены следующим образом:

$$Y_n = Y'_n = \left(a_{2n} - a_{1n} \frac{c_{2n}}{c_{1n}} \right) Q_0;$$

$$\theta_n = \theta'_n + \theta_m = \left(b_{2n} - b_{1n} \frac{c_{2n}}{c_{1n}} \right) Q_0 + \theta_m; \quad (7.102)$$

$$M_n = M'_n = c_{1n}R_N + c_{2n}Q_0 = 0;$$

$$Q_n = Q'_n = \left(d_{2n} - d_{1n} \frac{c_{2n}}{c_{1n}} \right) Q_0.$$

Вторая строчка (7.102) записана согласно схеме (рис. 7.41, б). Коэффициенты a, b, c, d имеют числовые значения.

Первая строчка в формуле (7.101) и третья — в формуле (7.102) показывают связь между начальными параметрами. Они используются при расчете форм колебаний и эпюры M и Q , после того как будут определены собственные частоты и значения двух начальных параметров.

Как показывает практика, изложенная методика обладает большими возможностями. Ее реализация в виде машинных программ и тем более в виде подсистем автоматизированного проектирования роторных систем позволяет конструкторам в режиме диалога с ЭВМ прорабатывать фундаментальные вопросы и вести поиск наиболее рациональных решений в процессе проектирования.

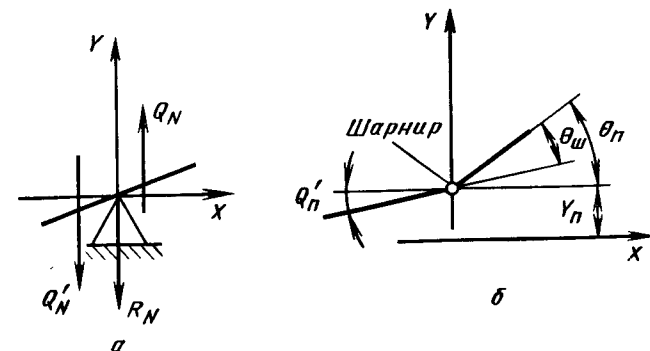


Рис. 7.41. К определению связей между параметрами при переходе через сечение с жесткой опорой (а) и шарнирным соединением (б)

ния, находить ответы на вопросы, возникающие в процессе доводки.

Приведем перечень наиболее важных типовых задач, решаемых в описанной системе, на основе приведенной методики:

— задавшись условием $\omega = \Omega$, определим критические частоты вращения ротора, которые могут оказаться в зоне эксплуатационных частот вращения ротора и в примыкающих к ней областях;

— для условия $\Omega = -\omega$ определим частоты вращения ротора, при которых могут возникнуть под действием неуравновешенности резонансные обратные прецессии ротора, связанные с нарушением осесимметричности корпусной системы;

— для двухвалных роторных систем, задавшись отношением $\Omega = k\omega$, где k — коэффициент скольжения роторов, оценим резонансные частоты вращения взаимного возбуждения;

задавшись отношением $\Omega = 0,5\omega$, найдем резонансные частоты вращения, которые могут появиться под воздействием гидродинамики подшипников.

Эти задачи дают информацию лишь о наличии или отсутствии в проектируемой системе тех или иных резонансных явлений. Следующая группа задач дает ответ о путях устранения нежелательных вибрационных явлений. К ним относятся:

— определение необходимой упругости опор ротора;

— оценка влияния месторасположения опор ротора на резонансные колебания. Этот фактор весьма важен, он может быть оценен и использован в процессе проектирования двигателя. В процессе доводки изготовленного двигателя возможна перекомпоновка расположения опор, введение дополнительных опор, межвалных;

— большое влияние на виброхарактеристики трех- и четырехопорных роторов оказывает наличие и расположение шарнирных соединений компрессорной и турбинной частей ротора. Выбор рациональной конструкции в этом отношении решается также в процессе проектирования;

— в процессе проектирования возможно улучшение вибродинамики ротора путем модификации конструкции отдельных его частей. Оценка проводимых модификаций и различных их вариантов требует быстрых многократных расчетов, на основе которых возникают правильные и рациональные решения.

Расчет и построение собственных форм колебаний роторов дает новую большую информацию к работоспособности конструкции и позволяет более правильно и наглядно решать многие важные вопросы, например:

— формы колебаний показывают деформативность ротора на резонансных частотах вращения. По деформации ротора легко проследить работу его отдельных элементов конструкции, как-то: соединений, элементов крепления, радиальных и осевых уплотнений, концевых бандажных полок лопаток. Изгиб вала и поворот

его сечений в местах расположения подшипников показывают возможные перекосы в подшипниках, в элементах конструкций упруго-демпферных опор, что может явиться причиной нарушения их правильной работы. Формы колебаний облегчают решение вопроса о месте расположения упруго-демпферной опоры. Эффективность демпфирующих устройств окажется выше в той опоре, где радиальные перемещения будут больше.

Эпюры изгибающих моментов и поперечных сил, сопутствующие построенной форме колебаний, дают оценку динамических напряжений и нагрузок в элементах конструкции ротора.

Формы собственных колебаний представляют собой необходимую исходную информацию для дальнейшего построения в процессе проектирования предположительных амплитудно-частотных характеристик будущего двигателя.

Приведенные примеры возможных для выполнения и необходимых задач показывают, что для дальнейшего улучшения качества и виброндежности двигателей имеются большие резервы в процессе проектирования. Но их реализация требует освоения совершенных методов расчета и перехода на новые автоматизированные методы проектирования конструкций.

Вопросы для самоконтроля

1. Определить зависимость прогибов ротора от его угловой скорости, дать понятие о критических скоростях и потере устойчивости.
2. Написать частотное уравнение для одводискового ротора и показать зависимость его корней от угловой скорости в виде частотной диаграммы.
3. Описать виды прецессий роторов и определить с помощью частотной диаграммы резонансные угловые скорости в зависимости от видов возбуждения, а также роторные и нероторные частоты колебаний, их связь с угловыми частотами.
4. Составить расчетную схему ротора и описать метод начальных параметров для определения собственных частот колебаний ротора в виде прецессии.
5. Описать конструкцию и метод расчета упруго-демпферных опор различных видов.
6. Как влияет анизотропия (неравножесткость) опор ротора на его колебания? Показать возможность появления критических скоростей в виде обратных прецессий.

8.1. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О КАМЕРАХ СГОРАНИЯ

Камера сгорания авиационного газотурбинного двигателя (ГТД) является сложным и ответственным узлом, от степени совершенства которого во многом зависят основные данные всего двигателя, его надежность и ресурс.

Основное назначение камеры сгорания — преобразование химической энергии топлива в тепловую, в результате чего температура воздуха в камере сгорания возрастает от значения T_k^* (за компрессором) до T_t^* (на входе в турбину). Условно рабочий процесс в камере сгорания можно разделить на несколько элементарных процессов, основными из которых являются: смешение, поджигание и горение топливо-воздушной смеси, стабилизация пламени, смешение продуктов сгорания со вторичным воздухом, охлаждение воздухом горячих стенок жаровой трубы.

Камеры сгорания авиационных ГТД могут иметь различную форму проточной части и конструктивное выполнение. Наибольшее распространение получили камеры сгорания трех основных схем: трубчатая, трубчато-кольцевая и кольцевая (рис. 8.1).

В трубчатой камере сгорания цилиндрическая жаровая труба расположена внутри цилиндрического корпуса (рис. 8.1, а). В авиационных ГТД камеры такой схемы выполняются в виде блока из нескольких трубчатых камер (рис. 8.1, б). Отдельные камеры сгорания соединяются между собой специальными патрубками для выравнивания давления воздуха и газа, а также переброса пламени между жаровыми трубами при запуске. Выходная часть жаровых труб объединена в общий газосборник с кольцевым выходом на турбину.

Трубчатые камеры сгорания использовались в турбореактивных двигателях ранних конструкций. В газотурбинных двигателях малой мощности применение одиночной трубчатой камеры сгорания может оказаться выгодным и в настоящее время.

В трубчато-кольцевой камере сгорания несколько цилиндрических жаровых труб устанавливается внутри кольцевого корпуса (рис. 8.1, в). Жаровые трубы соединены между собой патрубками, выполняющими те же функции, что и в блоке трубчатых камер. Газосборники жаровых труб конструктивно выполняются двух

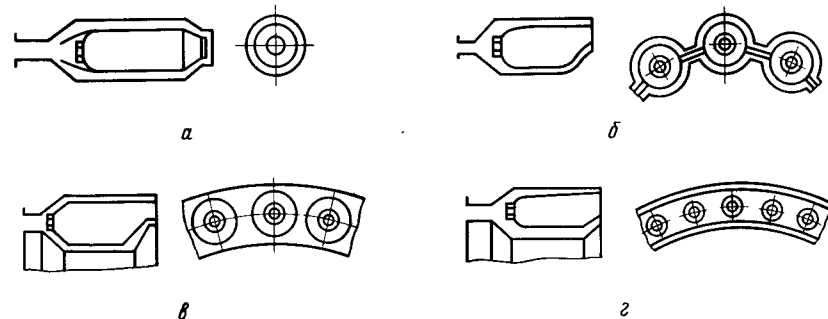


Рис. 8.1. Схемы камер сгорания:

а — трубчатая (одиночная); б — трубчатая (с большим числом жаровых труб); в — трубчато-кольцевая; г — кольцевая

типов: индивидуальными (секторными) и общими кольцевыми. Индивидуальные газосборники являются конструктивным продолжением цилиндрических жаровых труб, обеспечивая плавный переход проточной части от круга в сектор кольцевой формы на входе в турбину. Индивидуальные газосборники жаровых труб образуют на выходе из камеры сгорания (на входе в турбину) кольцевой канал, разделенный боковыми стенками газосборников.

Общий кольцевой газосборник трубчато-кольцевой камеры сгорания конструктивно выполняется, как и в блоке трубчатых камер сгорания, обеспечивая переход проточной части от цилиндрического сечения отдельных жаровых труб к кольцевому входу в сопловой аппарат турбины.

В кольцевой камере сгорания жаровая труба кольцевой формы расположена концентрично в кольцевом пространстве, образованном наружным и внутренним корпусами (рис. 8.1, г).

Основные достоинства и недостатки камер сгорания различных схем приведены в табл. 8.1.

По направлению движения газового потока различают камеры сгорания прямоточной и противоточной схемы (рис. 8.2). В прямоточной схеме направление движения газов внутри жаровой трубы совпадает с направлением движения воздуха в кольцевом канале (рис. 8.2, а).

В противоточной схеме движение потока газа внутри жаровой трубы (до газосборника) противоположно направлению движения воздуха в кольцевом канале (рис. 8.2, б).

В малоразмерных ГТД используют схему камеры сгорания с вращающейся форсункой (рис. 8.2, в). Эта камера содержит элементы как прямоточной, так и противоточной схем.

Противоточные камеры сгорания и камеры с вращающейся форсункой преимущественно применяются в конструкциях малоразмерных авиационных ГТД с центробежным компрессором. В этом случае общая компоновка ГТД является наиболее компактной.

Таблица 8.1

Достоинства и недостатки камер сгорания различных схем

Тип камеры	Достоинства	Недостатки
Трубчатая	Хорошая механическая прочность Хорошее согласование полей течения топлива и воздуха Небольшой расход воздуха при автономной отработке	Большие габаритные размеры и масса Значительные потери полного давления Требуются соединительные патрубки
Трубчато-кольцевая	Хорошая механическая прочность Хорошее согласование полей течения топлива и воздуха Небольшой расход воздуха при автономной отработке отдельных жаровых труб Малые потери полного давления Меньше, чем у трубчатой камеры, длина и масса	Трудности с осуществлением переброса пламени Меньшая, чем у кольцевой, компактность камеры Требуются соединительные патрубки
Кольцевая	Минимальные длина и масса Малая лобовая площадь двигателя Минимальные потери полного давления Быстрое распространение пламени	Трудности с осуществлением переброса пламени Большие напряжения во внешней обечайке жаровой трубы При автономной отработке камеры требуется расход воздуха, равный расходу в двигателе Трудно согласовать поля течения топлива и воздуха Трудно обеспечить стабильность поля температуры на выходе

В современных авиационных ГТД, как правило, используются камеры сгорания кольцевой схемы, однако на отдельных перспективных двигателях применяется схема трубчато-кольцевой камеры сгорания.

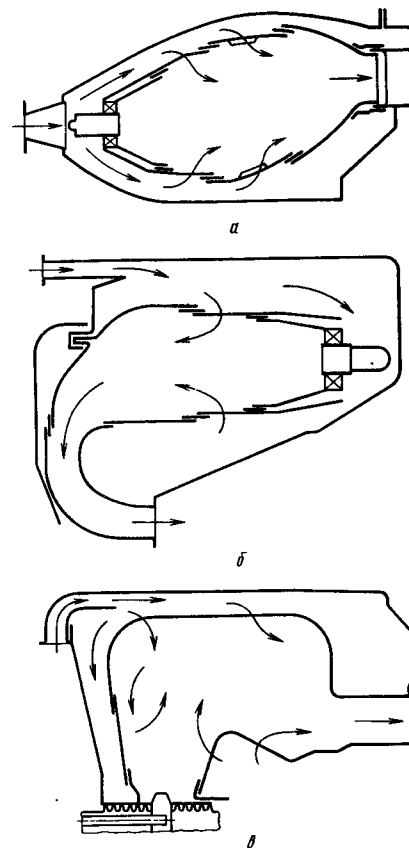
К камерам сгорания предъявляются следующие основные требования.

1. Высокая полнота сгорания топлива на всех режимах работы ГТД.

Коэффициент полноты сгорания топлива в камере сгорания η_r характеризуется отношением количества тепла, выделившегося при сгорании единицы массы топлива, к его теплотворной способности.

Рис. 8.2. Схемы камер сгорания:

а — прямоточная; б — противоточная; в — с вращающейся форсункой



Экономичность двигателя находится в прямой зависимости от полноты сгорания. В камерах сгорания ГТД полнота сгорания топлива на основных режимах должна быть не менее $\eta_r = 0,98 \dots 0,99$.

2. Минимальные потери полного давления в камере, обусловленные наличием гидравлических и тепловых сопротивлений и характеризуемые коэффициентом восстановления полного давления

$$\sigma_{\text{к.с}} = p_r^* / p_k^*$$

Указанные потери снижают эффективную степень повышения давления в двигателе и, следовательно, ухудшают его удельные характеристики. В силу этого потери давления в камере сгорания должны быть сведены к минимально возможным.

В камерах ТРДД коэффициент восстановления полного давления составляет $0,94 \dots 0,96$, в камерах ТРД — $0,9 \dots 0,94$.

Повышенные потери давления в камерах ТРД связаны с более высоким уровнем скоростей воздуха за компрессором в сравнении с ТРДД.

3. Минимальные габаритные размеры камеры сгорания, поскольку они влияют на продольные и поперечные размеры двигателя и его массу.

Компактность камеры сгорания обычно характеризуется величиной теплонапряженности Q_v , которая равна отношению количества тепла, выделившегося в единицу времени, к объему жаровой трубы и давлению на входе в камеру сгорания:

$$Q_v = \frac{Q}{V_{\text{ж}} p_k^*} = 3600 \frac{H_u G_T}{V_{\text{ж}} p_k^*} \eta_r,$$

где H_u — низшая теплотворная способность топлива, Дж/кг; G_T — секундный расход топлива, кг/с; $V_{\text{ж}}$ — объем жаровой трубы, м³; p_k^* — давление воздуха, Па.

Чем больше теплонапряженность при заданном расходе топлива, тем меньше объем камеры сгорания. Теплонапряженность камер сгорания современных ГТД составляет $(3,5 \dots 6,5) \times 10^6$ Дж/ч·м³ Па.

4. Устойчивая работа без погасания и вибрационного горения во всем эксплуатационном диапазоне по составу керосино-воздушной смеси от $\alpha_{\min}$ до $\alpha_{\max}$ (в том числе при резком сбросе топлива) и при изменении параметров p_k^* , T_k^* , G_v и G_f от минимального до максимального значения.

Коэффициент избытка воздуха в камере сгорания изменяется от $\alpha_k = 1,2 \dots 1,6$ на режимах запуска и приемистости до 20 ... 60 и более — при сбросе топлива.

5. Надежный розжиг топлива (запуск камеры) в земных и высотных условиях. Запуск основных камер сгорания ГТД должен быть устойчивым по крайней мере до высоты полета 6 ... 10 км.

6. Обеспечение заданной по условиям работоспособности турбины радиальной эпюры и регламентированной максимальной неравномерности поля температуры газа на выходе из камеры сгорания, а также стабильность этих характеристик при изменении режима работы двигателя и длительной ресурсной наработке.

Максимальная неравномерность поля температуры газа характеризуется отношением разности наибольшей температуры в данной точке поля и средней температуры газа к разности средней температуры газа и температуры воздуха за компрессором:

$$\Delta\theta_r = \frac{T_{r \max}^* - T_r^*}{T_r^* - T_k^*}.$$

Величина максимальной неравномерности поля температуры газа за камерами сгорания современных ГТД составляет 0,25 ... 0,4.

Радиальная эпюра средней температуры газа определяется зависимостью $\theta_{ri} = f(\bar{h})$, где θ_{ri} — относительная температура газа на i -м радиусе выходного сечения камеры сгорания высотой $\bar{h}$:

$$\theta_{ri} = \frac{T_{ri}^* - T_k^*}{T_r^* - T_k^*},$$

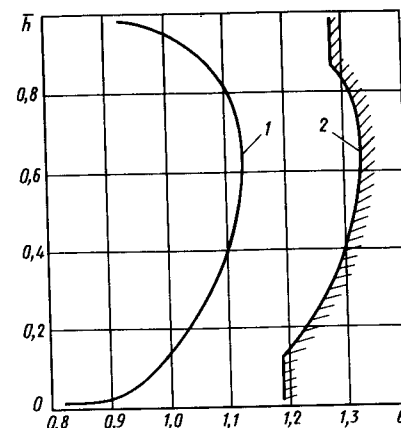
где T_{ri} — средняя температура газа на i -м радиусе.

По условиям обеспечения прочности турбины радиальная эпюра средней температуры газа обычно задается такой, чтобы максимальное значение $(\theta_{ri})_{\max} = 1,1 \pm 0,05$ находилось на относительной высоте выходного сечения камеры сгорания $\bar{h} = 0,6 \dots 0,75$. К корневому и периферийному сечению температура уменьшается до $\theta_i = 0,85 \dots 0,9$.

На рис. 8.3 приведена типичная радиальная эпюра средней температуры газа и предельная максимальная неравномерность поля температуры газа, определенные из условия обеспечения прочности турбины ГТД.

Рис. 8.3. Радиальная эпюра температуры газа:

1 — средняя температура; 2 — максимальная температура (предельная допустимая по условиям прочности турбины)



7. Минимальный уровень содержания твердых частиц, дымности и токсичных веществ в продуктах сгорания. Твердые частицы (сажистые отложения) приводят к ухудшению нормального теплового режима деталей газозооного тракта двигателя, а дымный и токсичный выхлоп — к загрязнению атмосферы и другим нежелательным явлениям. Отсутствие дымления в выхлопе камеры сгорания определяется оптическими методами измерений дымности или визуальным наблюдением. Концентрация токсичных веществ в выхлопных газах не должна превышать допустимых норм, устанавливаемых международной организацией ИКАО.

К токсичным веществам относятся угарный газ CO, углеводороды C_xH_y и окислы азота NO_x . Выделение (эмиссия) угарного газа и углеводородов наблюдается главным образом на режиме малого газа, окислов азота — на взлетном режиме, соответствующем максимальным значениям T_r^* и p_k^* .

8. Высокая надежность конструкции и стабильность характеристик камеры сгорания при заданном ресурсе ГТД.

9. Хорошая технологичность, малая металлоемкость, удобство эксплуатационного обслуживания, ремонтпригодность.

Помимо перечисленных к камерам сгорания могут предъявляться дополнительные требования, связанные с особенностями конструкции и эксплуатации конкретного двигателя.

В настоящее время накоплен опыт по созданию высокоэффективных камер сгорания ГТД, а также изучено влияние конструктивных элементов и режимов работы камеры на ее характеристики.

Следует отметить, что создание камеры сгорания с удовлетворительными характеристиками, надежно работающей в течение заданного ресурса, требует проведения значительного объема экспериментально-доводочных работ как на установках, так и в системе двигателя. Поэтому при проектировании камер сгорания для вновь разрабатываемых двигателей стремятся в максимальной степени использовать опыт проектирования и доводки предшествующих образцов и без особой необходимости не отходить от хорошо зарекомендовавших себя прототипов.

8.2. КОНСТРУКТИВНАЯ СХЕМА, ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ И ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИЙ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

При всем многообразии конструктивных отличий камеры сгорания ГТД имеют общие основные узлы и элементы (рис. 8.4).

Воздух из-за компрессора подводится к жаровой трубе 7 через диффузор 3 и кольцевые каналы 10 и 11, образованные наружным 9 и внутренним 13 корпусами и стенками жаровой трубы. Подвод воздуха в жаровую трубу осуществляется через фронтное устройство 5 с завихрителями 1 и воздухоподводящие отверстия в стенках жаровой трубы 6, 12 и 14, а также через щели охлаждающей завесы 8. Топливоподающие устройства 4 размещаются в головной части жаровой трубы.

Объем жаровой трубы можно условно разделить на три части: первичную зону горения, промежуточную зону и зону смешения.

В первичной зоне горения должны быть обеспечены условия для стабилизации пламени, а также необходимые время пребывания топливоздушной смеси, температура продуктов сгорания и интенсивность турбулентности потока. Эти требования определяют получение достаточно высокой полноты сгорания топлива.

Промежуточная зона предназначена для завершения процесса сгорания топлива. Она является продолжением первичной зоны горения и позволяет увеличить время пребывания газов при высокой температуре. Регламентированный подвод воздуха в зону горения по длине жаровой трубы предотвращает преждевременное охлаждение газа и замораживание химических реакций, что обеспечивает получение максимальной полноты сгорания топлива.

Избыточный воздух, который не участвует в горении топлива и охлаждении стенок, подается в зону смешения жаровой трубы. В зоне смешения окончательно формируется средняя температура газа на входе в турбину, радиальная эпюра и температурная неравномерность в выходном сечении камеры сгорания.

В зону смешения воздух подводится через один или несколько рядов отверстий в стенках жаровой трубы. Размеры и форма отверстий оптимизируются по глубине проникновения струй и эффективности их смешения с основным потоком газа.

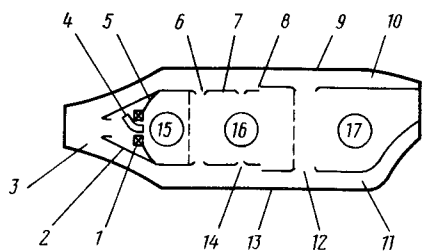


Рис. 8.4. Основные элементы камеры сгорания:

1 — воздушный завихритель; 2 — воздухозаборник; 3 — диффузор; 4 — топливная форсунка; 5 — головка (фронтное устройство); 6 — отверстия первичной зоны; 7 — жаровая труба; 8 — щель охлаждения; 9 — наружный корпус; 10 — наружный кольцевой канал; 11 — внутренний кольцевой канал; 12 — отверстия зоны смешения; 13 — внутренний корпус; 14 — отверстия промежуточной зоны; 15 — первичная зона; 16 — промежуточная зона; 17 — зона смешения

Количество воздуха, которое подается в зону смешения, варьируется от 20 до 40 % суммарного расхода воздуха через камеру сгорания в зависимости от коэффициента избытка воздуха.

В современных авиационных двигателях в связи с высокой температурой газа сопловые и рабочие лопатки турбины, как правило, выполняются охлаждаемыми. Воздух для охлаждения турбины отбирается из кольцевых каналов камеры сгорания. Величина отбора воздуха на охлаждение турбины составляет около 10 % от общего расхода через камеру сгорания и увеличивается по мере роста температуры газа. Отбор воздуха из тракта камеры сгорания отрицательно сказывается на ее характеристиках. Это обстоятельство должно быть учтено при расчетах и конструировании узла камеры сгорания.

При заданном режиме работы размеры камеры сгорания и ее основных элементов, а также распределение топлива и воздуха по объему жаровой трубы определяют совершенство характеристик камеры.

Определение размеров камеры сгорания является задачей проекторочного расчета, базирующегося на основных положениях теории рабочего процесса и практическом опыте, накопленном при создании камер сгорания авиационных ГТД.

Обобщенная зависимость полноты сгорания топлива от критерия форсирования $\eta_f = f(K_V)$ позволяет рассчитать минимальный объем жаровой трубы для обеспечения заданной полноты сгорания.

Параметр форсирования K_V по своему физическому смыслу характеризует отношение времени химической реакции ко времени пребывания топлива в камере сгорания:

$$K_V = \text{const} \frac{G_k}{\rho_k^{*1,25} T_k^* V_{ж}},$$

где $V_{ж}$ — объем жаровой трубы; G_k , ρ_k^* и T_k^* — расход, давление и температура воздуха на входе в камеру сгорания.

Исходными данными для проекторочного расчета являются параметры рабочего процесса (ρ_k^* , T_k^* , λ_k , α_k , T_g^*), заданная полнота сгорания топлива, а также геометрические размеры проточной части на выходе из компрессора и на входе в сопловой аппарат турбины.

Эмпирические уравнения связывают основные геометрические размеры камеры сгорания ($h_{ж}$, $l_{ж}$, F_0 , $F_{к.к}$) и ее характеристики: полноту сгорания, потери полного давления, неравномерность поля температуры газа, эмиссионные характеристики и др.

Методы инженерного решения задачи проекторочного расчета и машинного проектирования камер сгорания авиационных ГТД с использованием ЭВМ (САПР — камера сгорания) разработаны В. Я. Безменовым.

В качестве расчетного режима для проекторочного расчета камеры сгорания обычно принимают максимальный стендовый или

ющие при работе ГТД. Передним фланцем корпус камеры сгорания соединен с наружным корпусом спрямляющего аппарата последней ступени компрессора 1, а задним — с корпусом первого соплового аппарата турбины 17.

Внутренний корпус 4 совместно с наружным корпусом 14 образует проточную часть камеры сгорания, в кольцевом пространстве которой расположена жаровая труба 9. В головной части жаровой трубы располагается фронтное устройство 7, обеспечивающее устойчивый процесс сгорания топлива, подаваемого форсунками 6. Наружная и внутренняя стенки жаровой трубы 12 и 13 выполнены секционными для обеспечения воздушного охлаждения. Через отверстия в стенках секций осуществляется подвод воздуха внутрь жаровой трубы. Подвеска жаровой трубы к наружной стенке диффузора осуществляется с помощью кронштейнов 5. Для розжига камеры сгорания используются пусковые воспламенители 10.

Рассмотрим некоторые конструктивные решения основных узлов и элементов камер сгорания ГТД.

Диффузоры. В камерах сгорания для снижения скорости воздуха на входе в жаровую трубу и преобразования части кинетической энергии потока в прирост статического давления используются диффузоры.

Они должны обеспечить дозированное распределение подачи воздуха по каналам при минимальных потерях давления и нечувствительность течения воздуха к изменению профилей скорости и положения головки жаровой трубы из-за возможных отклонений при работе двигателя на основных характеристиках камеры сгорания.

На рис. 8.8 приведены схемы диффузоров камер сгорания ГТД. Наименьшие потери полного напора и наиболее равномерное поле скоростей на выходе обеспечивают безотрывные диффузоры с профилированным изогradientным изменением площади проходного сечения (рис. 8.8, а). Эти диффузоры, однако, имеют достаточно большую длину.

Наибольшее распространение получили диффузоры с короткой безотрывной частью и регламентированным срывом потока при внезапном расширении на уступах внутренней и наружной стенок (рис. 8.8, б). В таких диффузорах обеспечивается стабильность течения воздушного потока при изменении режимов работы компрессора, а потери давления незначительно увеличиваются в сравнении с длинным безотрывным диффузором.

В конструкциях диффузоров используют схемы с кольцевым конусным разделителем потока с головной частью жаровой трубы (см. рис. 8.8, в), а также с разделителем потоков за компрессором и внезапным расширением (см. рис. 8.8, г).

Размещение силовых стоек, обтекателей, трубопроводов и других элементов конструкций в диффузоре камеры сгорания приводит к повышению потерь давления и неравномерности полей

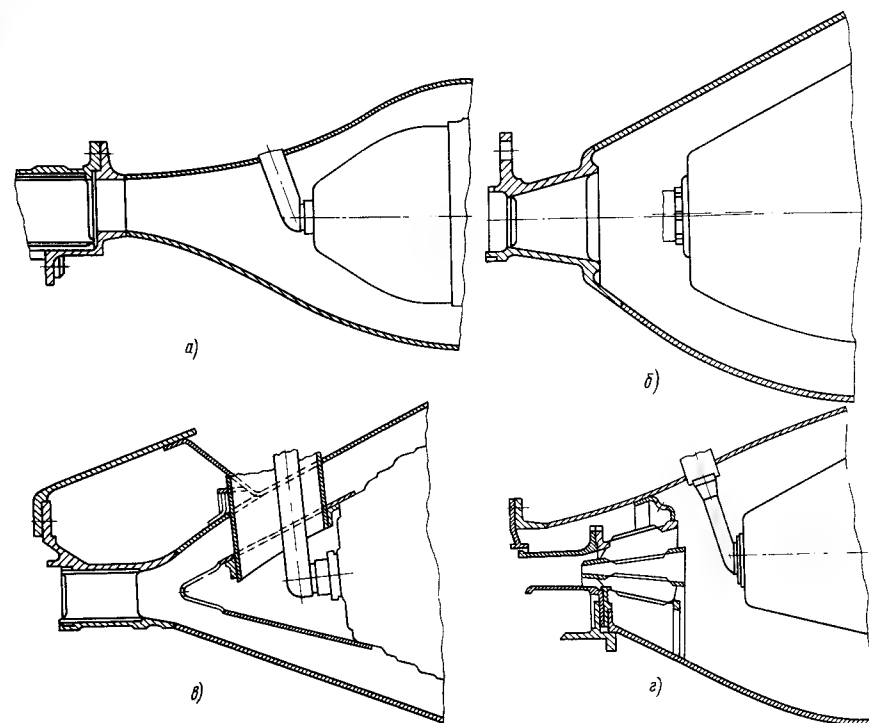


Рис. 8.8. Диффузоры камер сгорания:

а — безотрывный; б — с короткой безотрывной частью и регламентированным срывом потока по внутренней и наружной стенкам; в — с кольцевым конусным разделителем потока; г — с разделителем потока воздуха за компрессором и внезапным расширением

скоростей перед жаровыми трубами, что приводит к повышенной неравномерности поля температуры газа на входе в турбину.

Поэтому при конструировании диффузоров, в случае невозможности исключить загромождения в его проточной части, им придают обтекаемую форму за счет установки полых ребер или экранов. Для улучшения аэродинамики диффузоров используют также отсос или сдув пограничного слоя.

При доводке камеры сгорания приходится часто вносить местные конструктивные изменения в элементы подвода воздуха во фронтное устройство, систему основных воздухоподводящих отверстий и систему охлаждения стенок жаровой трубы, чтобы исключить вредное влияние неравномерности потока в диффузоре.

Жаровые трубы являются одним из основных узлов камеры сгорания любой схемы. В жаровой трубе происходит сгорание топлива и обеспечивается подача газа заданных параметров в турбину ГТД. В качестве примера конструктивного выполнения на рис. 8.9 приведены фотографии секционных жаровых труб трубчато-кольцевой и кольцевой камеры сгорания.

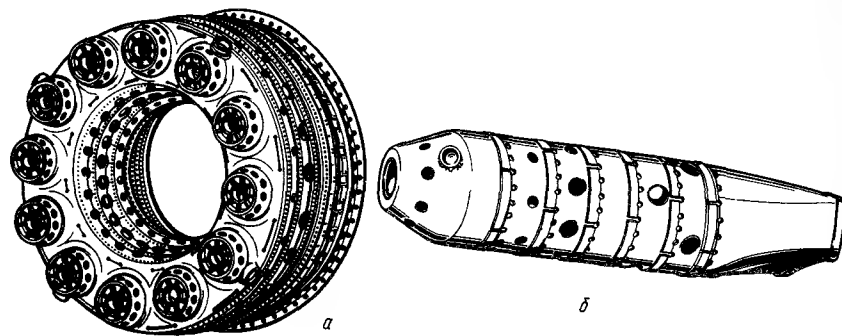
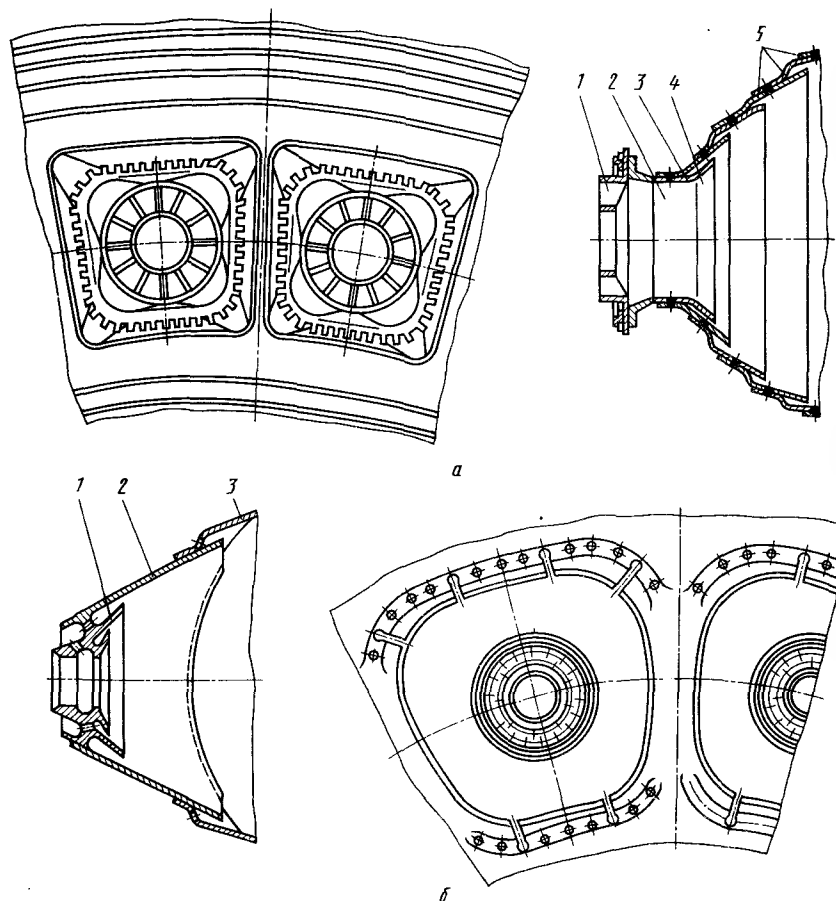


Рис. 8.9. Жаровые трубы:
а — кольцевая с 12-ю головками; б — трубчатая



Фронтные устройства. Фронтное устройство жаровой трубы формирует структуру потока в головной части, определяет процессы смесеобразования, стабилизации пламени и выгорания топлива.

На рис. 8.10 приведены схемы нескольких фронтных устройств жаровых труб с наиболее распространенными стабилизаторами горения: лопаточным завихрителем (а), конусным (б) и струйным (в) стабилизаторами и фронт испарительного типа (г).

Основным элементом фронтного устройства является стабилизатор. Физическая основа стабилизации пламени заключается в создании в головной части жаровой трубы зоны пониженного давления, вследствие чего образуется зона обратных токов, в которой часть горячих газов движется навстречу основному потоку воздуха и распыленного топлива. В этой зоне происходит интенсивное испарение топлива, образование топливо-воздушной смеси, ее воспламенение и стабилизация пламени.

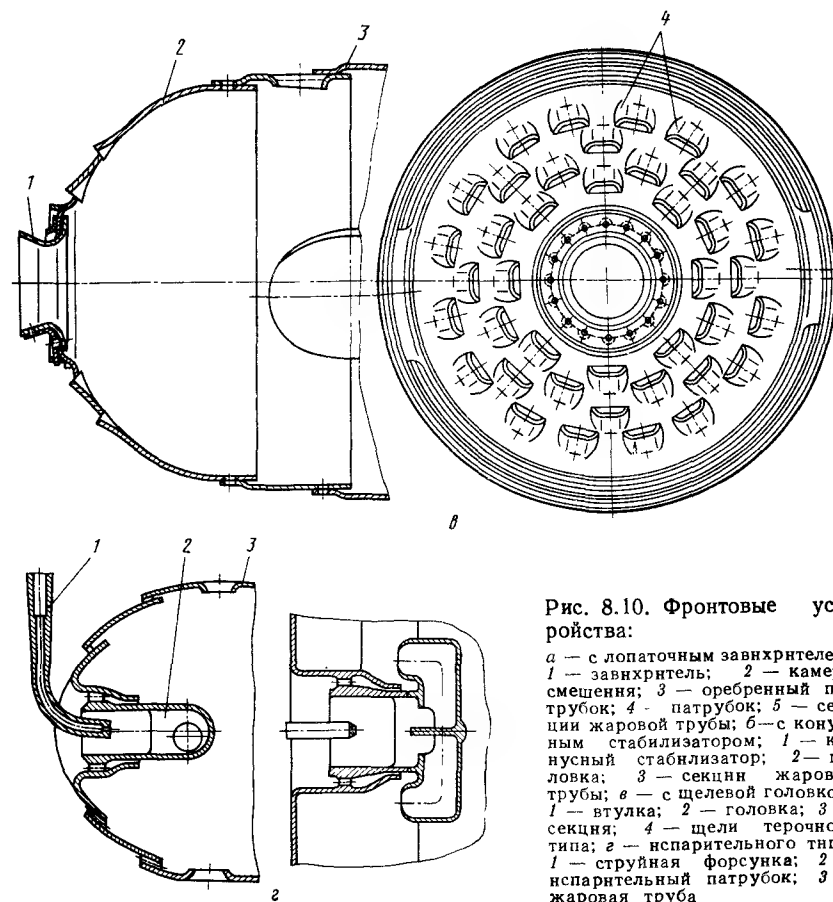


Рис. 8.10. Фронтные устройства:

а — с лопаточным завихрителем; 1 — завихритель; 2 — камера смещения; 3 — оребренный патрубок; 4 — патрубок; 5 — секция жаровой трубы; б — с конусным стабилизатором; 1 — конусный стабилизатор; 2 — головка; 3 — секция жаровой трубы; в — с щелевой головкой; 1 — втулка; 2 — головка; 3 — секция; 4 — щели терочного типа; г — испарительного типа; 1 — струйная форсунка; 2 — испарительный патрубок; 3 — жаровая труба

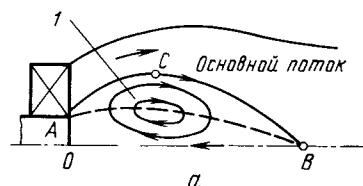
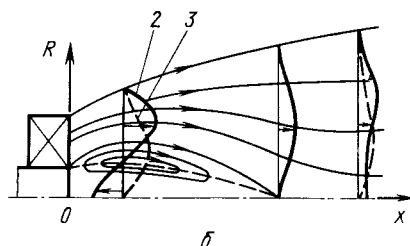


Рис. 8.11. Структура потока за фронтальным устройством с лопаточным завихрителем:

a — циркуляционная зона (1); b — профиль осевой (2) и окружной (3) составляющей скорости



На рис. 8.11 показана структура потока за фронтальным устройством с лопаточным завихрителем. Ввиду симметрии рассмотрим течение в верхней полуплоскости.

Зона циркуляции находится внутри кривой $OACB$. Точку B называют точкой торможения. С внешней стороны от ли-

нии $OACB$ находится основной поток, который поддерживает циркуляционное движение вдоль сплошной границы AB . На штриховой линии AB осевые составляющие скорости равны нулю. За точкой торможения возвратное течение отсутствует, далее по потоку происходит смещение максимума профиля осевой скорости по направлению к осевой линии в результате уменьшения закрутки.

Расход газа из центральной части за форсункой (плоскость OA) компенсируется его притоком из пространства жаровой трубы, расположенного ниже по потоку. В центре головки жаровой трубы образуется зона обратных токов, течение в которой направлено к торцу топливной форсунки. Таким образом, в объеме фронтального устройства образуется три вида течения: зона обратных токов, зона рециркуляции и основной активный поток.

Распыленное форсункой топливо вводится в начальную часть зоны обратных токов и выносится встречным потоком в кольцевую струю, где образуется гетерогенная топливо-воздушная смесь. Если эту смесь воспламенить, то стабилизация пламени будет осуществляться вблизи внешней границы зоны обратных токов.

Указанная структура потока в головной части жаровой трубы при холодной продувке и при горении качественно одинаковы, однако размеры зоны обратных токов при горении существенно сокращаются. Это происходит из-за влияния стенок жаровой трубы на процесс расширения газа при тепловыделении в активном потоке, что и приводит к поджатию и укорочению зоны обратных токов.

Подвод воздуха в жаровую трубу. За фронтальным устройством в стенках жаровой трубы выполняют несколько рядов основных отверстий для подвода воздуха. Число, размеры и расположение отверстий выбирают на основании предварительных расчетов геометрических характеристик камеры сгорания, а также имеющегося практического опыта, и уточняют в процессе конструк-

торской компоновки и экспериментальной доводки камеры сгорания.

Через первые ряды отверстий в стенках жаровой трубы подводят необходимое количество воздуха в зону горения для завершения процесса сгорания топлива. Как правило, число рядов отверстий для подвода этого воздуха — один или два. Количество воздуха, подведенного в эту зону, с учетом расхода через фронтальное устройство и пояса охлаждения секций, составляет 50 ... 60 % от общего расхода через камеру.

Между последним рядом отверстий для подвода воздуха в зону горения и первым рядом отверстий зоны смешения стенка жаровой трубы выполняется глухой (без отверстий), что необходимо для поддержания высокой температуры процесса без замораживания его струями холодного смесительного воздуха.

На рис. 8.12 приведена диаграмма распределения площади подвода воздуха в жаровую трубу кольцевой камеры сгорания авиационного ГТД при расчетном коэффициенте избытка воздуха $\alpha_k = 2,8$.

В первом приближении можно считать, что расход воздуха пропорционален площади отверстий в стенках жаровой трубы и фронтальном устройстве.

На рис. 8.13 и 8.14 показаны некоторые варианты конструктивного выполнения отверстий и патрубков для подвода воздуха в жаровую трубу.

В зону горения воздух подается через ряды круглых или продолговатых отверстий. Для увеличения жесткости тонкостенных секций и повышения пробивной способности струй отверстия выполняются с отбортовками или манжетами. Для увеличения перепада давления воздуха на первых секциях жаровой трубы могут выполняться специальные заборные устройства.

В смесительную часть жаровой трубы воздух подводится через отверстия или патрубки, которые увеличивают глубину проникновения струй смесительного воздуха в сносящий поток газа, что улучшает смешение воздуха с продуктами сгорания и повышает равномерность поля температуры газа на входе в турбину.

На рис. 8.15 в качестве примера показано влияние подвода воздуха в жаровую трубу на характеристику поля температуры газа.

Изменение количества отверстий с 8 до 5 в секциях зоны смешения трубчато-кольцевой камеры сгорания при неизменной суммарной площади воздухоподводящих отверстий в эту зону позволило резко уменьшить уровень температурной неравномерности газа в выходном сечении (см. рис. 8.15, a).

Влияние оптимизации углового положения воздухоподводящих отверстий в секциях зоны смешения кольцевой жаровой трубы при неизменном числе, площади и форме отверстий представлено на рис. 8.15, b .

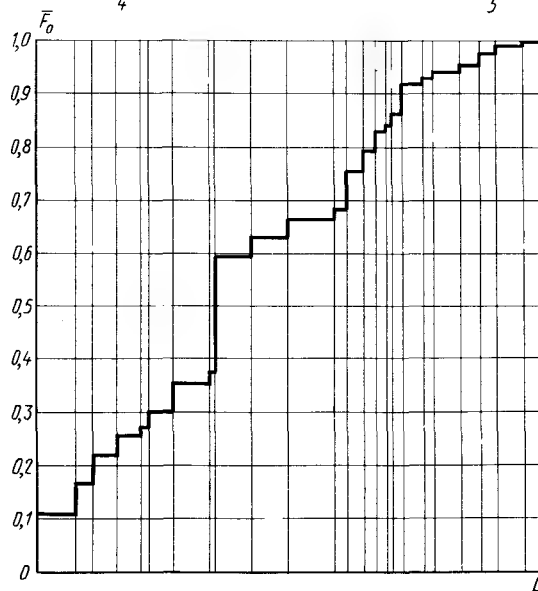
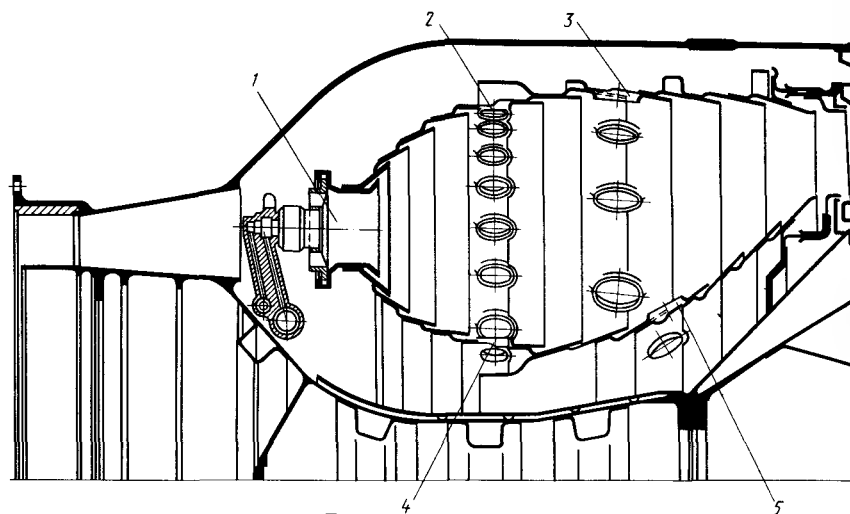


Рис. 8.12. Распределение площади воздухоподводящих отверстий по длине жаровой трубы:
1 — фронтное устройство; 2, 4 — отверстия для подвода воздуха в зону горения; 3, 5 — то же в зону смешения

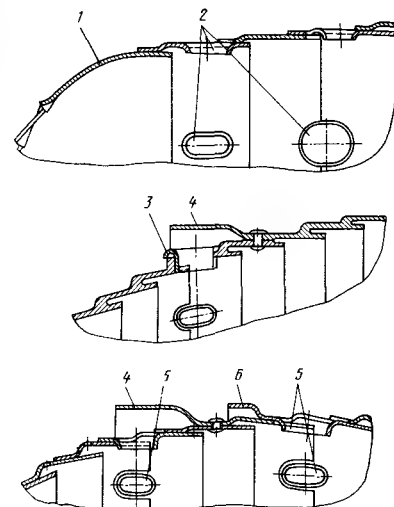


Рис. 8.13. Подвод воздуха в зону горения жаровой трубы:
1 — головка; 2, 5 — отбортованные отверстия; 3 — майжета; 4 — аабортный край; 6 — элемент жесткости

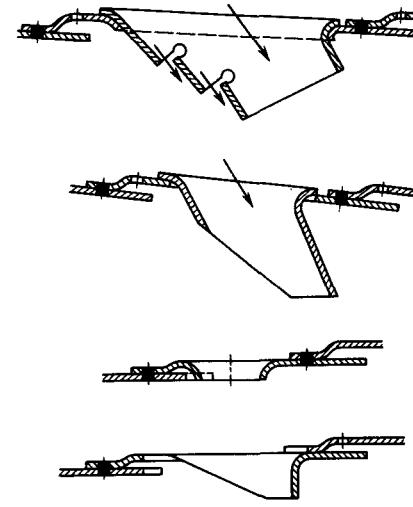


Рис. 8.14. Варианты патрубков и отверстий для подвода воздуха в зону смешения жаровой трубы

Эти примеры свидетельствуют о сложности физических процессов в камерах сгорания. Поэтому окончательная доводка характеристик камеры, как правило, выполняется экспериментально.

Охлаждение жаровых труб. Ресурс и надежность жаровых труб определяются уровнем и равномерностью нагрева их стенок. Нагрев стенок происходит от горячих газов, протекающих вблизи стенок (конвективный поток тепла), а также за счет теплового излучения от продуктов сгорания и зоны горения (лучистый поток тепла).

В камерах сгорания авиационных ГТД суммарный тепловой поток (конвективный и лучистый) достигает 10^6 Вт/м² и более.

С учетом свойств современных материалов для обеспечения ресурса жаровых труб более 1000 ч необходимо, чтобы местная температура стенок не превышала 900 ... 950 °С при градиентах не более 50 °С/мм.

Выполнение указанных требований при высоких значениях T_k , T_g , p_k и ограниченном расходе охлаждающего воздуха является очень сложной задачей.

Для охлаждения стенок жаровых труб применяется комбинированное конвективно-пленочное охлаждение. Охлаждающий воздух подается через стенку жаровой трубы для устранения непосредственного контакта горячих газов со стенкой (пленочное охлаждение), а с «холодной» стороны стенки охлаждаются за счет конвекции тепла, отбираемого воздухом, протекающим в кольце-

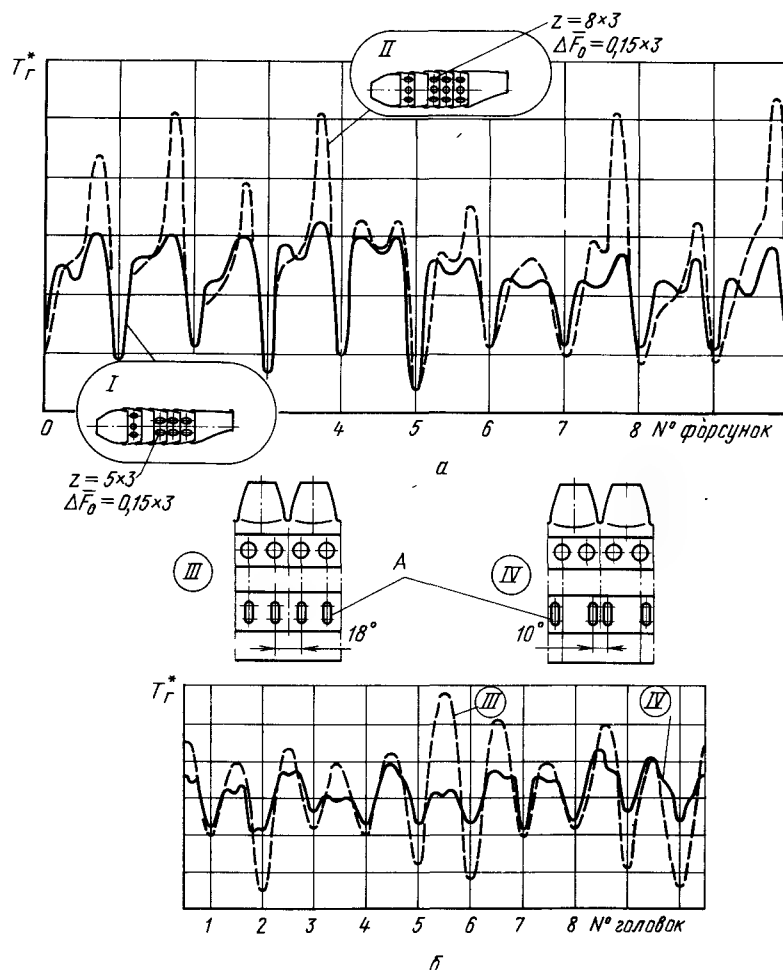


Рис. 8.15. Влияние подвода воздуха в жаровую трубу на поля температуры газа на выходе:

a — трубчато-кольцевая камера сгорания с 10-ю жаровыми трубами. Вариант I: три секции с 5-ю отверстиями в каждой, вариант II: три секции с 8-ю отверстиями в каждой (площадь отверстий $\Delta F_0 = \text{const}$); *б* — кольцевая камера сгорания с 10-ю головками. Вариант III: двадцать отверстий A равномерно расположены по окружности, вариант IV: двадцать отверстий A с парным расположением отверстий (площадь отверстий $\Delta F_0 = \text{const}$).

вых каналов (конвективное охлаждение). В зависимости от способа подачи охладителя различают два типа комбинированного охлаждения: комбинированное охлаждение перфорированных стенок, когда охладитель подается перпендикулярно скорости горячего потока газа через систему часто расположенных отверстий небольшого диаметра, и струйное комбинированное охлаждение, когда охладитель подается параллельно скорости горячего потока газа через отдельные щели.

Эффективность комбинированного охлаждения зависит от структуры теплового потока. Холодная воздушная завеса вблизи горячей стороны стенки уменьшает конвективный поток тепла, а лучистый поток пропускает практически без изменения. Для надежного охлаждения стенок необходимо радикальное уменьшение излучения продуктов сгорания, что может быть достигнуто при совершенствовании процесса сгорания за счет улучшения смешения топлива с воздухом, рационального повышения скоростного режима работы камеры при обеспечении высокой полноты сгорания, уменьшения объемов зоны обратных токов и др.

В основных камерах сгорания авиационных ГТД наиболее распространенной является схема струйного охлаждения стенок жаровых труб. Принципиальная схема струйного послыного охлаждения жаровой трубы приведена на рис. 8.16.

Воздух из кольцевого канала через охлаждающие отверстия подводится в полость между стенкой жаровой трубы и козырьком и далее вытекает через кольцевую щель, защищая стенку от непосредственного контакта с продуктами сгорания. Если вблизи стенки находятся продукты сгорания с $\alpha < 1$, то при вдуве охлаждающего воздуха может произойти горение топлива. Для предотвращения горения необходимо полностью изолировать стенку охлаждающим воздухом. Для этого длину охлаждаемой стенки нужно уменьшить до величины начального участка спутной струи, а также обеспечить равномерность потока по высоте и окружности кольцевой щели охлаждения.

На рис. 8.17 приведены некоторые конструктивные решения охлаждаемых стенок жаровых труб традиционных камер сгорания с умеренным уровнем параметров ($p_k^* \approx 150$ кПа, $T_k^* = 700$ К, $T_r^* = 1500$ К).

Для повышения эффективности охлаждения длину секций жаровой трубы сокращают до 12 ... 15 мм при высоте щели 1,0 ... 1,5 мм. Отверстия для подвода охлаждающего воздуха выполняют малого диаметра — 0,8 ... 1,2 мм, а отношение шага между отверстиями к диаметру отверстий $t/d = 1,5 \dots 2$. Длина козырька должна быть не менее 2,5 ... 3 от высоты щели. В ряде конструкций используют эффект теплопроводности материала стенки за счет дополнительного оребрения.

На рис. 8.18 показаны схемные решения повышения эффективности охлаждения стенок жаровых труб.

Представляет интерес конструкция жаровой трубы с двойными стенками. В этой схеме эффективность охлаждения увеличивается за счет повышенного конвективного

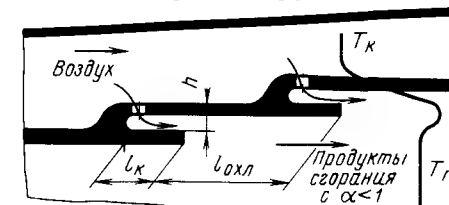


Рис. 8.16. Схема послыного охлаждения жаровой трубы:
 l_k — длина козырька; $l_{охл}$ — длина охлаждаемой секции

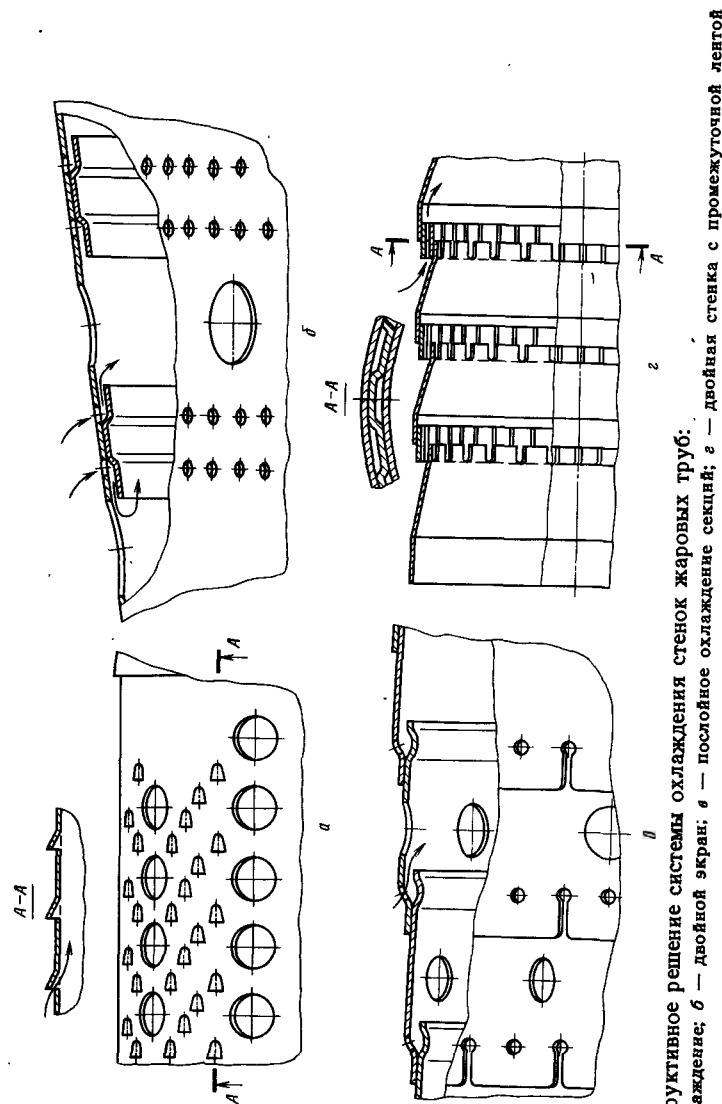


Рис. 8.17. Конструктивное решение системы охлаждения стенок жаровых труб:

а — «точечное» охлаждение; б — двойной экран; в — послойное охлаждение секций; г — двойная стенка с промежуточной лентой

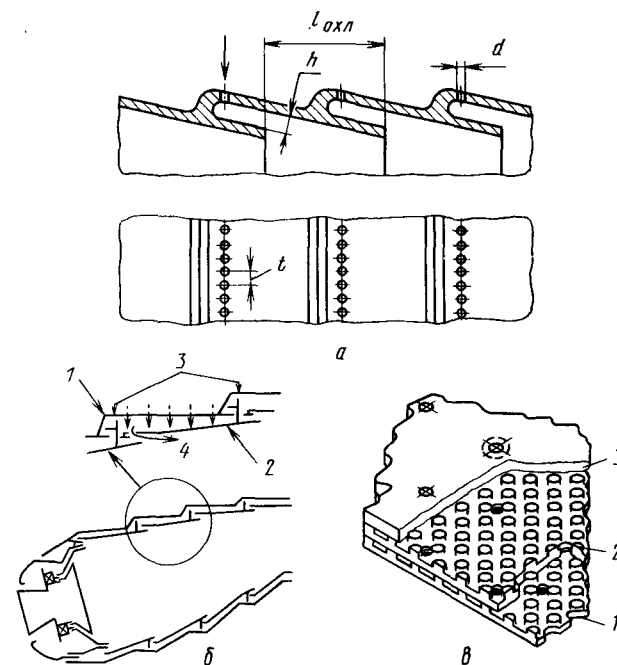


Рис. 8.18. Повышение эффективности охлаждения стенок жаровых труб:

а — послойное охлаждение точечных секций короткой длины; б — охлаждаемая секция с двойными стенками; 1 — силовая оболочка; 2 — «плавающая» панель; 3 — подвод охлаждающего воздуха; 4 — защитная пелена воздуха; в — многослойный проницаемый материал типа «ламинлой»; 1 — первый слой, 2 — второй слой; 3 — третий слой

теплообмена при течении воздуха между стенками и дополнительного оребрения. Кроме того, в этой конструкции обеспечивается силовая разгрузка горячей стенки от термических напряжений за счет плавающей панели.

Для охлаждения жаровых труб возможно также применение проницаемых многослойных материалов типа «ламинлой».

Топливные форсунки. В камерах сгорания ГТД для распыливания топлива используют в основном двухканальные центробежные форсунки. На рис. 8.19 приведена конструкция центробежной двухсупловой форсунки и ее расходная характеристика.

Топливная форсунка (рис. 8.19) состоит из корпуса 1 со штуцерами и каналами основного и дополнительного контуров, фильтров 2, разделительной втулки 3, дополнительного 4 и основного 5 сопла, уплотнительных шайб, гайки с противонагарным экраном 6.

Подача топлива при запуске двигателя осуществляется через дополнительный контур форсунки. На всех остальных режимах работают оба контура.

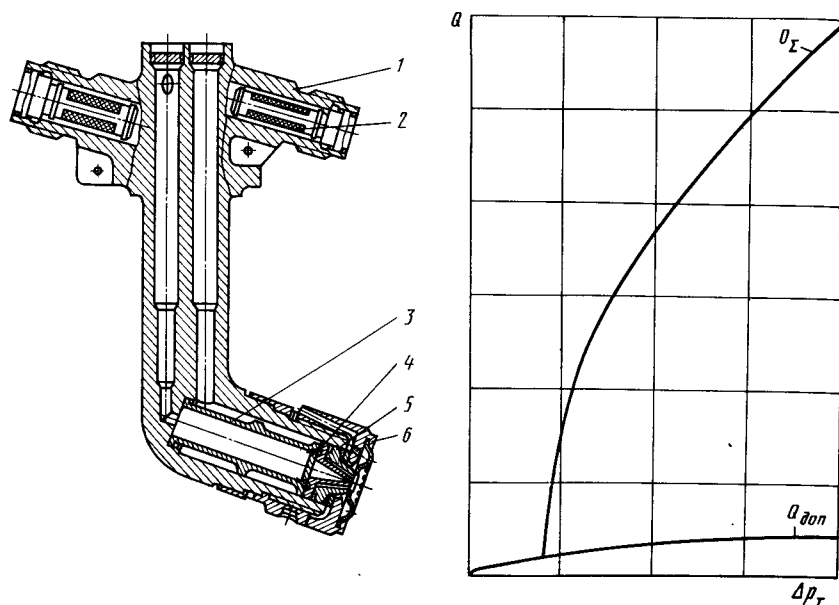


Рис. 8.19. Центробежная топливная форсунка:

1 — корпус; 2 — фильтр; 3 — разделительная втулка; 4 — сопло дополнительного контура (малого газа); 5 — сопло основного контура; 6 — гайка с противоагарным экраном; $Q_{\text{доп}}$ — расход через дополнительный контур; Q_{Σ} — суммарный расход; Δp_r — перепад давления топлива

В современных конструкциях камер сгорания все большее распространение находят топливные форсунки с низконапорной системой топливоотдачи и аэродинамическим (воздушным) распылом топлива.

Преимуществом низконапорных форсунок с аэродинамическим распылом топлива является повышение качества смешения топлива с воздухом во фронтовом устройстве, что позволяет улучшить эмиссионные характеристики и снизить лучистый поток тепла от зоны горения.

Низконапорные системы топливоподачи позволяют значительно повысить ресурс и надежность топливных насосов и снизить массу агрегатов, что особенно важно для авиационных двигателей.

В качестве топливных форсунок во фронтовых устройствах с аэродинамическим распылом используются центробежные или струйные одноконтурные форсунки. Диапазон регулирования в таких форсунках можно получить за счет последовательного включения в работу отдельных групп форсунок.

На рис. 8.20 показана схема аэродинамической форсунки с двойным завихрителем. В этой форсунке топливная пелена распыливается скоростным потоком воздуха, а возникающий

аэрозоль подается на границу раздела противоположно вращающихся от лопаточных завихрителей потоков воздуха.

Другим способом подготовки топлива для горения является нагрев жидкого топлива и его полное испарение в специальном устройстве до начала процесса сгорания (см. рис. 8.10, з). В испарительных системах отношение расходов воздуха и топлива принимают близким к 3 при скорости воздуха около 40 м/с. Остаточный воздух первичной зоны подводится через воздушные патрубки или щели в головке и участвует в горении с топливо-воздушной смесью. Процесс горения формируется вокруг испарительных трубок и за ними.

Схема распыливания топлива вращающейся форсункой показана на рис. 8.2, в.

Система розжига камеры сгорания. Розжиг камеры сгорания или, точнее, поджигание топливо-воздушной смеси в жаровой трубе осуществляется электрической свечой непосредственного розжига или специальным воспламенителем (рис. 8.21).

На рис. 8.21, а показан элемент конструкции кольцевой камеры сгорания ТРДД с установленной в головку жаровой трубы свечой непосредственного розжига. Свеча 2 устанавливается в корпусе специальной втулки 7. Для повышения надежности розжига через штуцер 1 в зазор между втулкой и корпусом свечи подводится кислород, поступающий через специальные отверстия в зону головки жаровой трубы около торца свечи. Соединение свечи с головкой жаровой трубы 4 производится через уплотнительное кольцо 3. Топливо в зону свечи подается форсунками основного топливного коллектора 5.

Для защиты свечи от перегрева в процессе длительной работы камеры сгорания обеспечивается обдув корпуса и торца свечи воздухом из кольцевого канала камеры сгорания.

Другим способом розжига камеры сгорания ГТД, также получившим широкое распространение в авиационных двигателях, является поджигание топливо-воздушной смеси в жаровой трубе от газовой струи пускового воспламенителя.

Пусковой воспламенитель является миниатюрной камерой сгорания с автономной системой топливоподачи и розжига (рис. 8.21, б). Он состоит из корпуса 8, электрической свечи 9, пусковой форсунки 10 и кислородного штуцера 1. Воздух из кольцевого канала камеры сгорания через отверстия в корпусе воспламенителя подается внутрь воспламенителя на экран, который образует зону обратных токов и стабилизирует процесс сгорания.

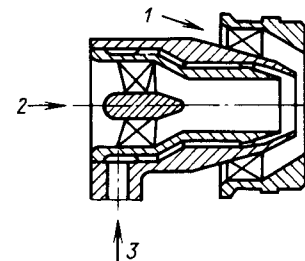


Рис. 8.20. Форсунка с аэродинамическим распылом топлива:

1, 2 — воздушный поток через наружный и внутренний завихрители; 3 — подача топлива

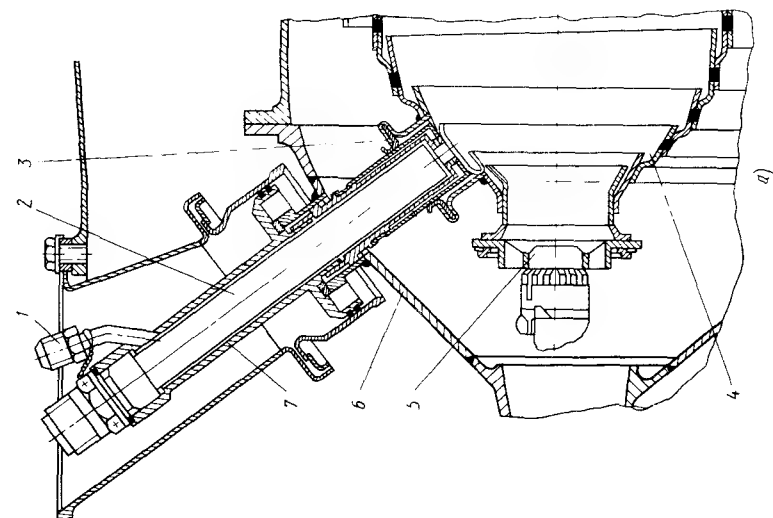
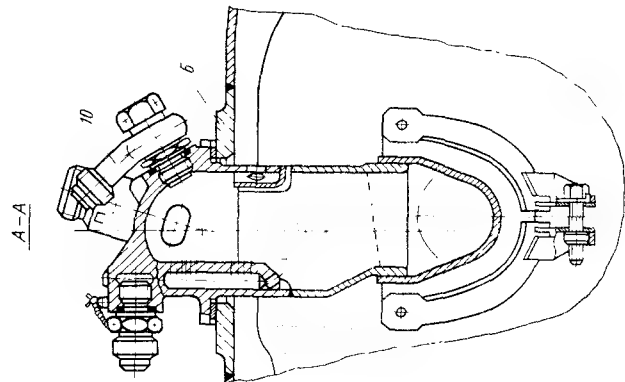


Рис. 8.21. Система розжига основных камер сгорания:

а — свеча непосредственного розжига; б — пусковой воспламенитель; 1 — штуцер кислородной подпитки; 2 — свеча поверхностного розжига; 3 — уплотнительное кольцо; 4 — жаровая труба; 5 — топливная форсунка; 6 — корпус камеры сгорания; 7 — втулка; 8 — корпус; 9 — экран кислородной подпитки



Для повышения надежности розжига и увеличения температуры факела горячего газа через штуцер 1 в полость воспламенителя подводится кислород, который дозируется по объему воспламенителя системой мелких отверстий в экране 12.

Выходная часть корпуса воспламенителя входит в патрубок 11, который соединяет полость воспламенителя с головками жаровых труб. В процессе работы воспламенителя газовый факел поджигает топливозодушную смесь в основной камере сгорания.

8.3. ВЫПОЛНЕННЫЕ КОНСТРУКЦИИ КАМЕР СГОРАНИЯ

Ниже рассмотрено конструктивное выполнение камер сгорания нескольких конкретных авиационных ГТД.

8.3.1. Кольцевая камера сгорания ТРДД

Общий вид кольцевой камеры сгорания показан на рис. 8.22. Сборочный узел камеры сгорания включает в себя неразъемный корпус камеры сгорания 1, кольцевую жаровую трубу 8, диффузор, состоящий из двух наружных 4 и двух внутренних колец 2, топливный коллектор 5 с 12-ю одноконтурными форсунками 3, два пусковых воспламенителя 11, кожух наружного контура 10 и ряд других узлов.

Корпус камеры сгорания 1 является сварным силовым узлом двигателя. Силовая связь между наружным 9 и внутренним 20 корпусами осуществляется через шесть полых ребер 19. Для увеличения жесткости и прочности конструкции ребра в местах заделки расширены и приварены к наружному корпусу с помощью манжет 18, увеличивающих площадь заделки.

Наружный и внутренний кожухи корпуса камеры сгорания изготовлены из высокопрочной листовой стали.

Передним фланцем наружный корпус 9 с помощью болтового соединения закреплен к статору КВД, а задним — к статору ТВД.

В передней части наружного корпуса приварена диафрагма с отверстиями 6, образующая полость для отбора воздуха на нужды самолета и двигателя и обеспечивающая равномерный отбор воздуха по всему периметру воздушного тракта.

На наружной поверхности кожуха приварены фланцы крепления рабочих топливных форсунок, фланцы крепления штифтов 7 подвески жаровой трубы и кронштейны для крепления трубопроводов.

В средней части кожуха приварены две стойки 12, в которых расположены пусковые воспламенители 11.

В нижней части кожуха камеры сгорания приварена коробка дренажа топлива 15 со штуцером 16 для слива топлива, накапливающегося при неудавшемся запуске или холодной прокрутке.

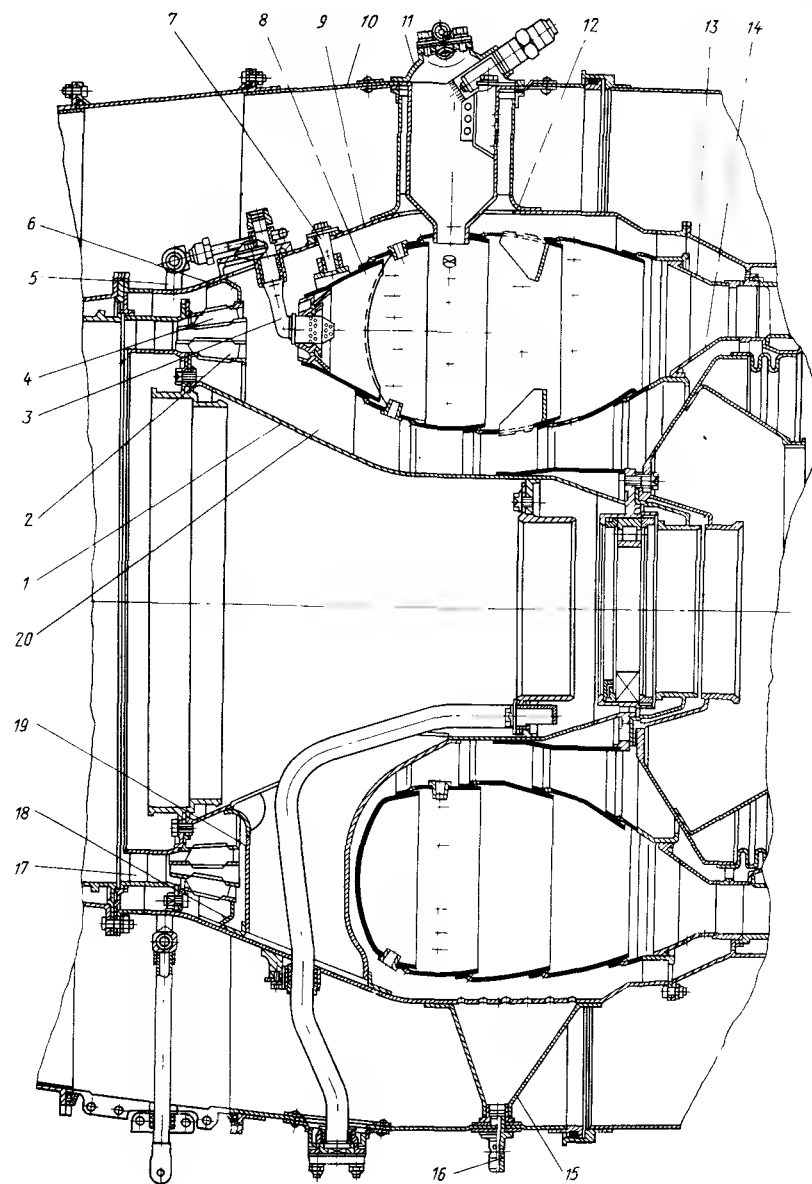


Рис. 8.22. Кольцевая камера сгорания ТРДД:

1 — корпус камеры сгорания; 2, 4 — внутренние и наружные кольца диффузора; 3 — форсунка; 5 — топливный коллектор; 6 — диафрагма; 7 — штифт подвески жаровой трубы; 8 — жаровая труба; 9 — наружный корпус; 10 — кожух наружного контура; 11 — пусковой воспламенитель; 12 — стойка; 13, 14 — кольцевые фланцы турбины; 15 — дренажный бачок; 16 — штуцер слива топлива; 17 — направляющий аппарат КВД; 18 — манжета; 19 — полые ребра; 20 — внутренний корпус

Внутренний кожух камеры сгорания передним фланцем соединен болтами в пакет с внутренним фланцем последнего направляющего аппарата КВД 17, втулкой заднего лабиринта КВД и внутренним фланцем диффузора 2. Задний фланец внутреннего кожуха выполнен в виде корпуса подшипника передней опоры ТВД и соединен болтами в пакет с обоймой заднего уплотнения подшипника и внутренним корпусом соплового аппарата ТВД.

Диффузор с разделением воздушного потока и внезапным расширением выполнен из титанового сплава в виде трех осесимметричных кольцевых полостей. По геометрическому тракту он является продолжением направляющего аппарата последней ступени КВД. Распределительные кольца диффузора соединены между собой радиальными пластинами. Два наружных кольца диффузора 4 через точеный фланец соединены болтами с наружным фланцем направляющего аппарата КВД. Жаровая труба 8 телескопически соединяется с кольцевыми фланцами турбины 13, 14.

Продольный разрез и фотография жаровой трубы приведены на рис. 8.23. Кольцевая жаровая труба с двенадцатью конусными головками и стенками — наружной и внутренней — секционного типа выполнена сварной из листового жаропрочного сплава.

Основанием жаровой трубы является лобовое кольцо 4 тороидальной формы с двенадцатью выштампованными окнами, к которым точечной электросваркой приварены головки конусной формы 2. К головкам приварены кольцевые конусные стабилизаторы 3, образующие фронтные устройства. В первичную зону жаровой трубы воздух подводится через фронтное устройство, систему мелких отверстий и щелей, а также через два ряда втулок 7 и 12 в лобовом кольце и первой секции наружной и внутренней стенок жаровой трубы.

Воздух в зону смешения жаровой трубы подводится через овальные конусные патрубки 9. Между патрубками в наружной стенке выполнены дополнительные отверстия для подвода воздуха (рис. 8.23, б). Охлаждение стенок жаровой трубы осуществляется воздухом, который подводится в щелевые пояса через систему мелких отверстий 6, 8 и 10. Жаровая труба крепится к корпусу с помощью кронштейнов 4 и втулок 5.

Подвижное соединение выходной части наружной и внутренней стенок жаровой трубы с сопловым аппаратом турбины происходит по кольцевым фланцам 11.

В каждую головку жаровой трубы установлена топливная форсунка. Форсунки центробежные, одноканальные с противонагарным экраном (см. рис. 8.22, поз. 3). Форсунки устанавливаются и закрепляются на корпус камеры сгорания с помощью фланца. Во входном канале корпуса форсунки установлен резьбовой фильтр. Носок форсунки, входящий в центральное отверстие стабилизатора жаровой трубы, закрыт специальным противонагарным колпачком, под который подается воздух для охла-

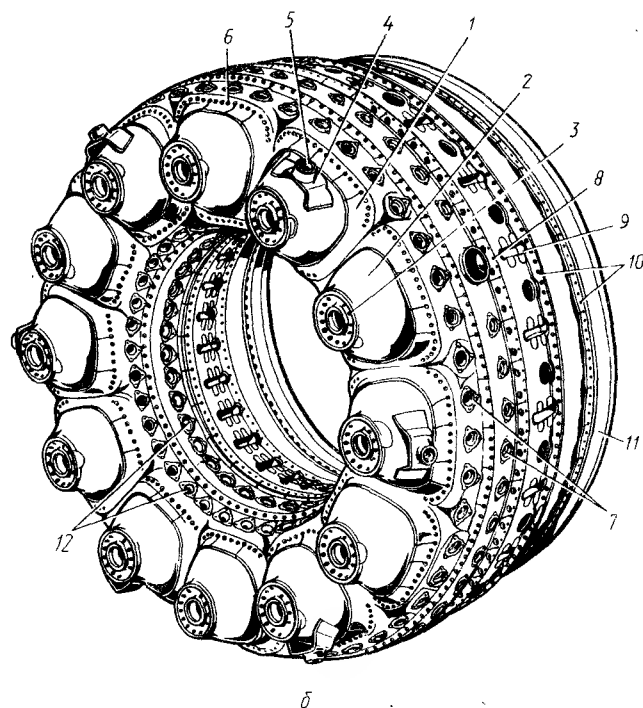
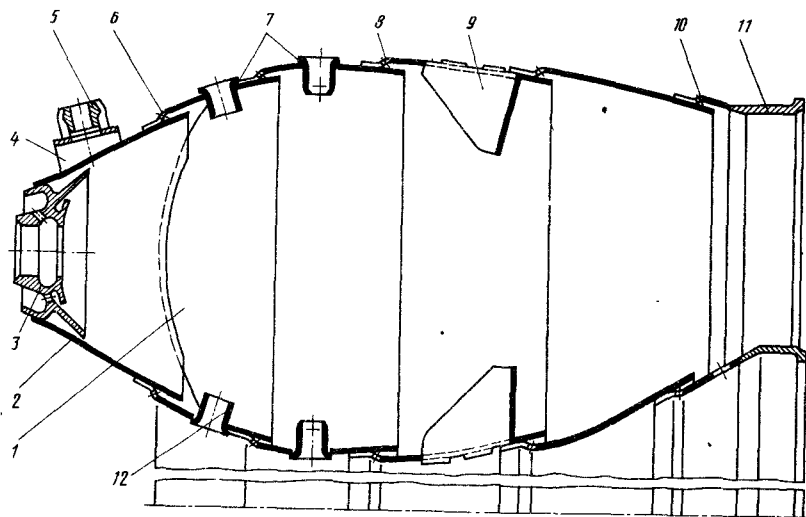


Рис. 8.23. Жаровая труба:

a — продольный разрез; *б* — общий вид; 1 — лобовое кольцо; 2 — конусные головки; 3 — стабилизатор; 4 — кронштейн; 5 — втулка; 7, 12 — втулки; 9 — патрубки; 6, 8, 10 — охлаждающие отверстия; 11 — кольцевые фланцы

дения и предотвращения нагароотложения на торцах форсунки и распылителя.

Топливный коллектор выполнен из двух полуколец, изготовленных из труб из коррозионно-стойкой стали. Через двенадцать штуцеров топливный коллектор соединен с рабочими форсунками.

8.3.2. Кольцевая камера сгорания ТРДФ

Кольцевая камера сгорания (рис. 8.24) состоит из наружного корпуса 6, стенки диффузора 2, внутреннего корпуса 12, жаровой трубы 7, топливного коллектора 3 и двух пусковых воспламенителей 17.

Диффузор камеры сгорания выполнен по схеме с внезапным расширением и регламентированным отрывом потока с наружной и внутренней стенок. Диффузор образован передней профилированной стенкой наружного корпуса 6 и внутренней стенкой диффузора 2, которая своим передним фланцем крепится к опоре спрямляющего аппарата компрессора 1.

Корпус камеры сгорания является силовым элементом двигателя, выполненным из жаропрочных сплавов. Корпус камеры сгорания представляет собой сварной узел, состоящий из профилированной передней и задней листовых стенок и фланцев — переднего, среднего и заднего. Передним и задним фланцами корпус камеры сгорания крепится соответственно к наружным фланцам спрямленного аппарата компрессора 1 и корпуса соплового аппарата турбины 10.

В переднюю стенку корпуса вварено шесть фланцев для фиксаторов 4 крепления жаровой трубы, два фланца крепления воспламенителей 15, фланец 18 подвода топлива к топливному коллектору.

Жаровая труба 7 кольцевого типа с 18-ю головками выполнена сварной из жаропрочных сплавов.

В обоймах головок жаровой трубы завальцованы лопаточные завихрители 5, обеспечивающие закрутку воздушного потока во фронтальном устройстве.

Охлаждение стенок жаровой трубы в месте стыковки с головкой осуществляется через кольцевые щели, образованные профилированной стыковкой кольцевых поверхностей.

Охлаждение наружной и внутренней стенок жаровой трубы обеспечивается за счет подвода воздуха через систему отверстий в полости кольцевых щелей, образованных стенкой жаровой трубы и специальными экранами 8.

Охлаждающий воздух выпускается в двух направлениях: навстречу газовому потоку через переднюю кромку экрана и по потоку — через заднюю.

Жаровая труба в головной части закреплена на корпусе камеры с помощью шести фиксаторов 4. Задняя часть наружной стенки жаровой трубы манжетой 9 опирается на промежуточное кольцо. Внутренняя стенка вильчатым фланцем 11 входит в коль-

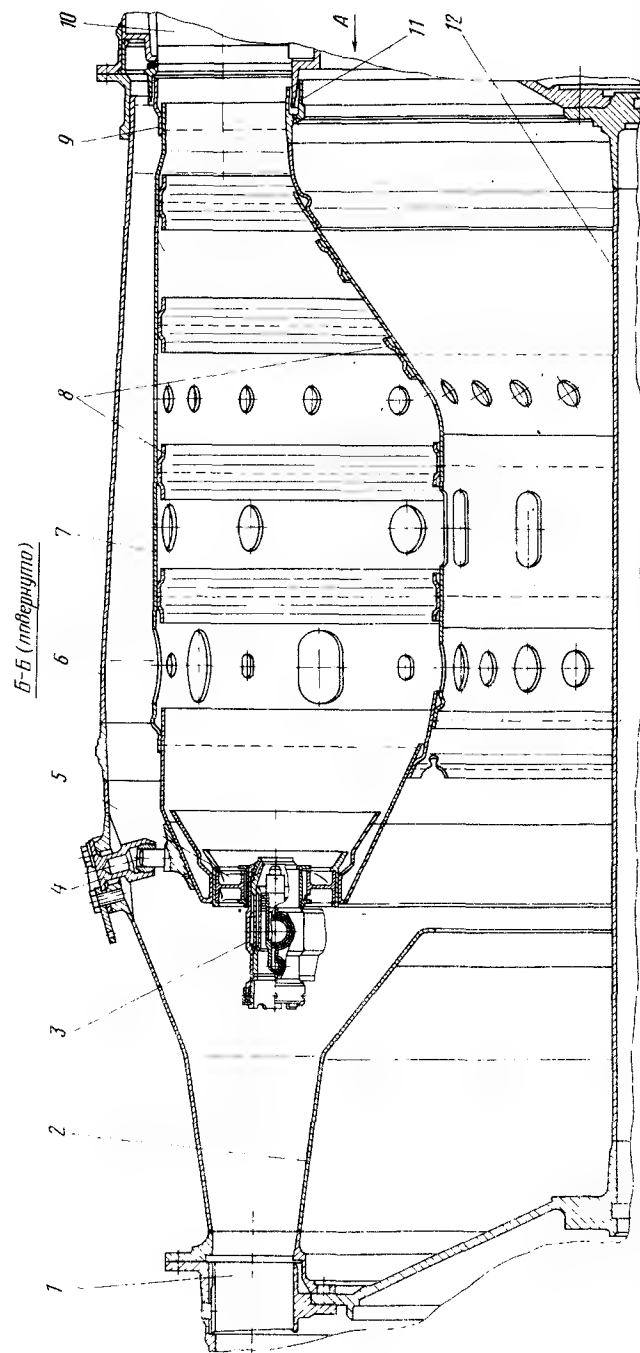
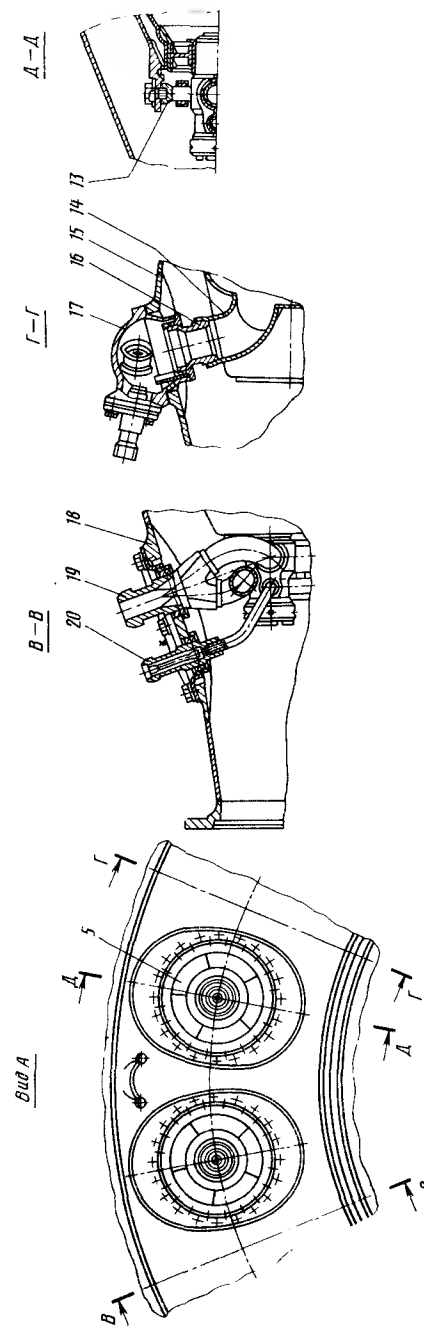


Рис. 8.24. Кольцевая камера сгорания ТРДДФ:

1 — спрямляющий аппарат компрессора; 2 — стенка диффузора; 3 — топливный коллектор; 4 — фиксатор; 5 — лопаточный завихритель; 6 — наружный корпус; 7 — жаровая труба; 8 — экраны; 9 — манжета; 10 — корпус соплового аппарата турбины; 11 — вильчатый фланец; 12 — внутренний корпус; 13 — фиксатор топливного коллектора; 14 — патрубок; 15 — фланец воспламенителя; 16 — патрубок; 17 — пусковой воспламенитель; 18 — фланец; 19 и 20 — штуцер основного и дополнительного коллектора



цевой бандаж опоры соплового аппарата турбины. При нагреве жаровая труба расширяется в сторону турбины.

Топливный коллектор состоит из отдельных труб основного и дополнительного контуров, вваренных в корпусы топливных форсунок 3. Коллектор крепится шестью фиксаторами 13 к кронштейнам на головках жаровой трубы. Корпусы форсунок вставлены во внутренние кольца завихрителей. Подвод топлива в каналы коллектора осуществляется через штуцеры 19, 20, выведенные из корпуса камеры сгорания через фланец 18 со сферическими втулками.

Рабочая форсунка — центробежного типа, двухканальная, двухсопловая.

Розжиг камеры сгорания осуществляется от двух пусковых воспламенителей 17. Выходной патрубок 16 воспламенителя соединен с головной частью жаровой трубы через специальный патрубок 14.

8.3.3. Трубчато-кольцевая камерасгорания ТРД

Конструктивное выполнение трубчато-кольцевой камеры сгорания ТРД представлено на рис. 8.25. Десять жаро-

вых труб 5 расположены в кольцевом пространстве, образованном наружным корпусом камеры сгорания 9, внутренней стенкой диффузора 1 и кожухом трансмиссии 6.

Жаровая труба 5 сварно-паяной конструкции состоит из головки 4 с лопаточным завихрителем 3, пяти цилиндрических секций 7 и выходного патрубка 8.

Фронтное устройство жаровой трубы представляет собой конусный лопаточный завихритель, двенадцать лопаток которого обеспечивают закрутку воздушного потока.

Жаровые трубы выходными фланцами газосборников крепятся независимо друг от друга на Г-образной кольцевой проточке заднего фланца корпуса камеры сгорания (сечение К—К) и удерживаются от осевого перемещения корпусом соплового аппарата турбины, а в угловом направлении — фиксаторами, приваренными к фланцам газосборников, входящим в пазы на заднем фланце корпуса камеры сгорания. Уплотнение внутренних фланцев газосборников жаровых труб с сопловым аппаратом турбины осуществляется через кольцо плавающего типа 11. Головная часть жаровой трубы через сферическое кольцо на втулке лопаточного завихрителя опирается на топливную форсунку. Таким образом, тепловое расширение жаровой трубы компенсируется ее перемещением по корпусу форсунки в сторону компрессора.

Послойное воздушное охлаждение стенок жаровой трубы обеспечивается подводом охлаждающего воздуха через систему охлаждающих отверстий и щелей на стыке секций 7 и газосборника 8. Для дополнительного охлаждения наружных стенок газосборников, а также для формирования заданной радиальной эпюры температуры газа на входе в турбину на газосборниках выполнены три ряда отверстий диаметром 5 мм.

Наружный корпус камеры сгорания 9 сварной конструкции является силовым элементом двигателя. Передним фланцем корпус соединен с корпусом направляющего аппарата компрессора, а задним — с корпусом соплового аппарата турбины.

На диффузорной части корпуса расположены фланцы крепления десяти топливных форсунок 2, двух пусковых воспламенителей 12, фланцы вывода рессоры привода коробки агрегатов, топливных и масляных трубопроводов, патрубков стравливания давления воздуха из полости трансмиссии и ряд штуцеров для отбора воздуха на нужды двигателя и самолета.

На цилиндрической части корпуса камеры сгорания располагаются фланцы для отбора воздуха на сдув пограничного слоя с плоскостей самолета.

Проточная часть диффузора камеры сгорания образуется передней частью наружного корпуса 9, стенкой диффузора внутренней 1 и кожухом трансмиссии 6.

Топливные форсунки — двухконтурные, двухсопловые. В гайке форсунки установлен противонагарный экран. Корпус форсунки изготовлен из титанового сплава.

Розжиг камеры сгорания производится от двух воспламенителей 12, каждый из которых соединен через патрубок 13 с двумя жаровыми трубами. Переброс пламени в остальные жаровые трубы при запуске, а также выравнивание давления газа в них происходит через соединительные патрубки 14 и втулки 15.

8.3.4. Многофорсуночная камера сгорания ТРДД

Схема многофорсуночной камеры сгорания ТРДД и аксонометрическое изображение ее основных узлов показаны на рис. 8.26. Принципиальной особенностью камеры сгорания этой схемы является жаровая труба с многофорсуночным фронтным устройством и аэрацией топлива. Жаровая труба 8 выполнена из жаропрочных сплавов. Многофорсуночное фронтное устройство 5 состоит из корпуса 31, в котором расположены полости топливных коллекторов 1, соединенные радиальными каналами с топливными форсунками 4. 139 топливных форсунок установлены в корпусе головки в два ряда в шахматном порядке: 69 форсунок расположены в наружном ряду (34 пусковые форсунки первого контура и 35 форсунок второго контура) и 70 форсунок второго контура расположены во внутреннем ряду. Форсунки 4 располагаются в отверстиях 30 корпуса головки 31; вокруг каждой форсунки в корпусе головки выполнены фигурные окна 29 для подвода воздуха к завихрителям 2. Топливо из центробежных форсунок впрыскивается во внутреннюю полость конуса 3.

Дополнительно воздух в зону горения подводится через систему отверстий в головке жаровой трубы. Соединение секций головки и жаровой трубы выполнено пайкой через гофрированную ленту, что обеспечивает создание поясов воздушного охлаждения стенок жаровой трубы.

Воздух в зону смешения подводится через патрубки 13.

Наружный корпус 11 является сварным узлом, выполненным из жаропрочного сплава. Он состоит из переднего и заднего фланцев, конического и цилиндрического листовых кожухов. На наружном корпусе через фиксаторы 22 и крышки 19 обеспечивается крепление жаровой трубы.

Передним фланцем наружный кожух крепится болтами к направляющему аппарату компрессора 20, задним фланцем — к наружному корпусу соплового аппарата турбины 12.

Внутренний корпус 14 — узел сварной конструкции из жаропрочного сплава; он представляет собой кожух с двумя фланцами, усиленный ребрами жесткости 16. Передним фланцем внутренний корпус крепится к внутренней опоре направляющего аппарата компрессора, а задним — к конусной стенке внутренней опоры соплового аппарата турбины.

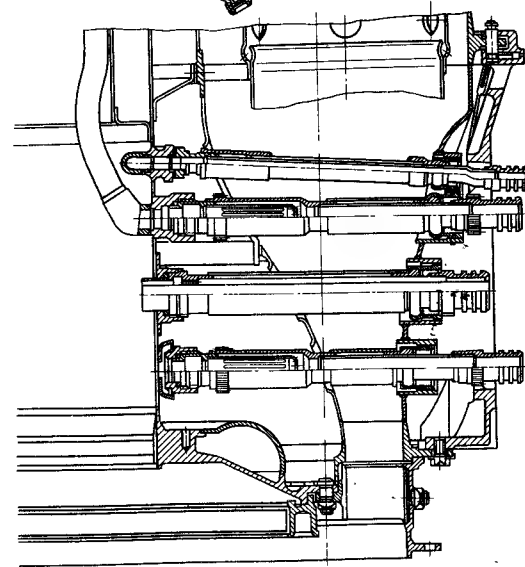
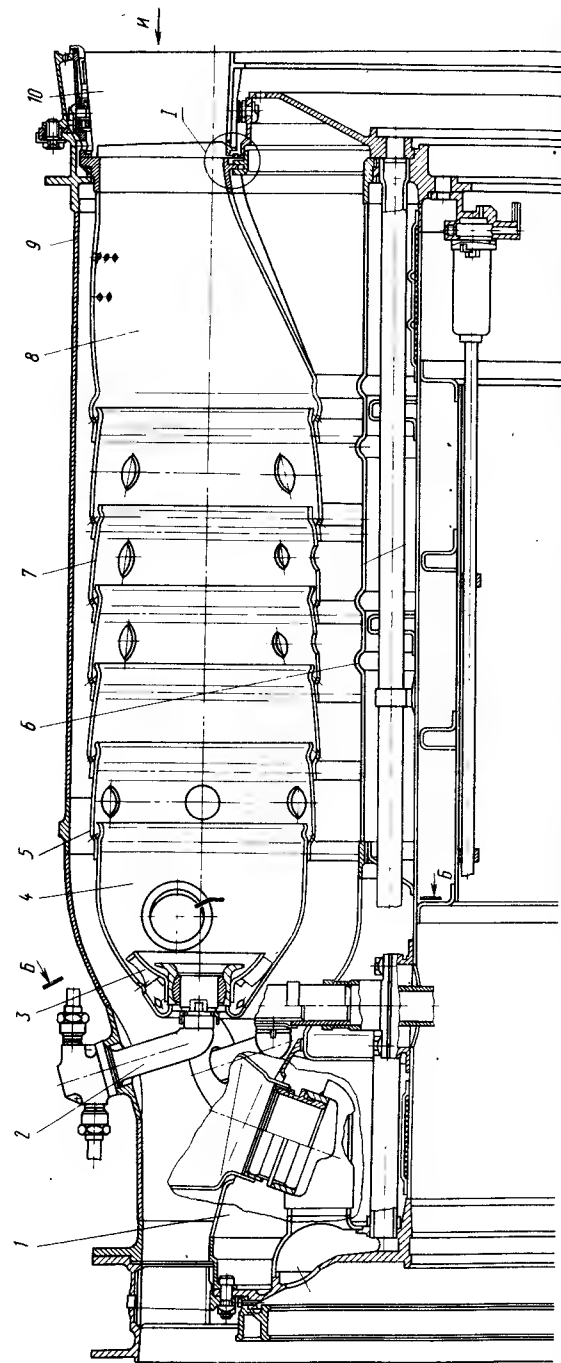
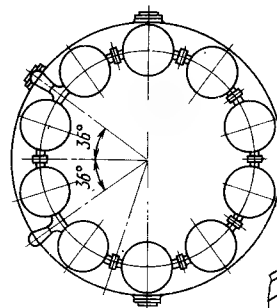


Схема расположения
жаровых труб
Вид по движению



К-К

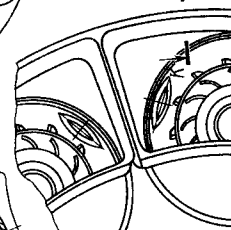


Рис. 8.25. Трубно-кольцевая камера сгорания ТРД:

1 — стенка диффузора внутренняя; 2 — топливная форсунка; 3 — лопаточный завихритель; 4 — головка; 5 — жаровая труба; 6 — кожух трансмиссии; 7 — секция; 8 — выходной патрубок жаровой трубы (газосборник); 9 — корпус наружный; 10 — сопловой аппарат турбины; 11 — уплотнительное кольцо; 12 — воспламенитель; 13 — патрубок воспламенителя; 14 — соединительный патрубок; 15 — вулкан

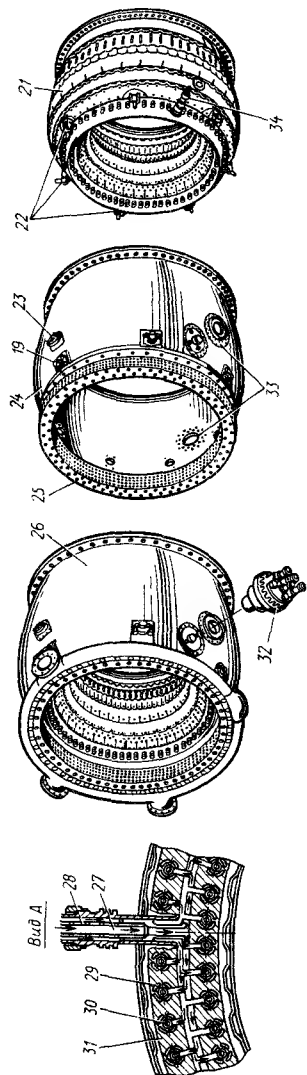
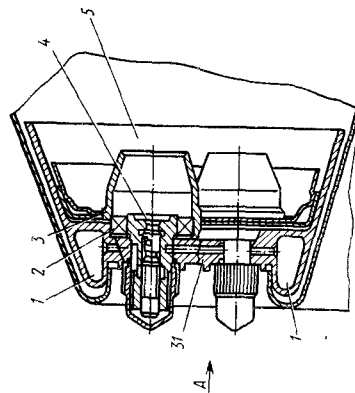


Рис. 8.26. Многофорсунная камера сгорания ТРДД:

1 — топливный коллектор; 2 — заливатель; 3 — конус; 4 — форсунка; 5 — фронтное устройство; 6 — стенка диффузора наружная; 7 — коллектор воздушный; 8 — жаровая труба; 9 — стенка жаровой трубы наружная; 10 — нос охлаждения; 11, 24 — корпус камеры сгорания наружный; 12 — сопловой аппарат турбины; 13 — патрубки; 14 — корпус внутренний; 15 — нос охлаждения; 16 — ребро жесткости; 17 — стенка головки внутренней; 18 — гофрированная лента; 19 — крышка; 20 — направляющий аппарат компрессора; 21 — жаровая труба; 22 — фиксатор; 23 — лючок смотровой; 25 — передний фланец; 26 — корпус наружный в сборе с жаровой трубой; 27 — подвод топлива в коллектор I каскада; 28 — отверстие под форсунку; 31 — корпус толовки; 32 — вывод топлива в коллектор II каскада; 29 — подвод воздуха в заливатель; 30 — отверстие под форсунку; 33 — пусковой воспламенитель; 34 — фланец воспламенителя.

Стенки наружного и внутреннего корпусов камеры сгорания в передней части образуют диффузор с внезапным расширением за счет регламентированных уступов на стенках. Дренажная наружная стенка 6 обеспечивает отбор воздуха в полость коллектора 7 с последующим его использованием для нужд самолета и двигателя.

8.3.5. Некоторые направления создания камер сгорания перспективных ГТД

За последние годы существенно изменились требования, предъявляемые к камерам сгорания. Основное внимание уделяется компактности камер сгорания, высокой надежности, экономичности, пусковым свойствам и снижению вредных выбросов. Обязательным требованием является малая чувствительность камеры сгорания при работе на различных топливах.

На рис. 8.27, а приведена схема модернизированной камеры сгорания семейства двигателей CFM56. В отличие от прототипа F101 камера сгорания CFM56 выполнена уменьшенной длины, что достигнуто благодаря усовершенствованной конструкции фронтного устройства с аэрацией топлива. Применение двойных соосных завихрителей с закруткой потока в разные стороны обеспечило хорошее перемешивание топлива с воздухом на короткой длине. Это позволило сократить протяженность зоны горения, уменьшить излучение пламени, а также снизить уровень эмиссии окислов азота и углеводородов.

Механически обрабатываемые секции жаровой трубы позволили повысить точность изготовления охлаждаемых каналов и улучшить распределение напряжений в стенках, что в конечном итоге привело к увеличению ресурса.

Дальнейшее совершенствование камер сгорания связано с применением двухзонного метода сжигания топлива, позволяющего существенно снизить уровень эмиссии вредных веществ (рис. 8.27, б и в). Одновременно благодаря лучшему использованию объема жаровой трубы двухъярусной схемы удастся дополнительно сократить длину камеры сгорания. Это обстоятельство является очень важным, так как в этом случае уменьшается поверхность охлаждаемых стенок и удастся снизить расход охлаждающего воздуха. Совершенствование системы охлаждения стенок достигается за счет применения охлаждаемых секций короткой длины (рис. 8.27, б) и секций с двойными стенками сегментной конструкции (рис. 8.27, в).

Оценочные данные о сокращении расхода охлаждающего воздуха позволяют предполагать, что будет обеспечено его снижение до 20 ... 25 % вместо 35 ... 40 % в существующих конструкциях камер сгорания.

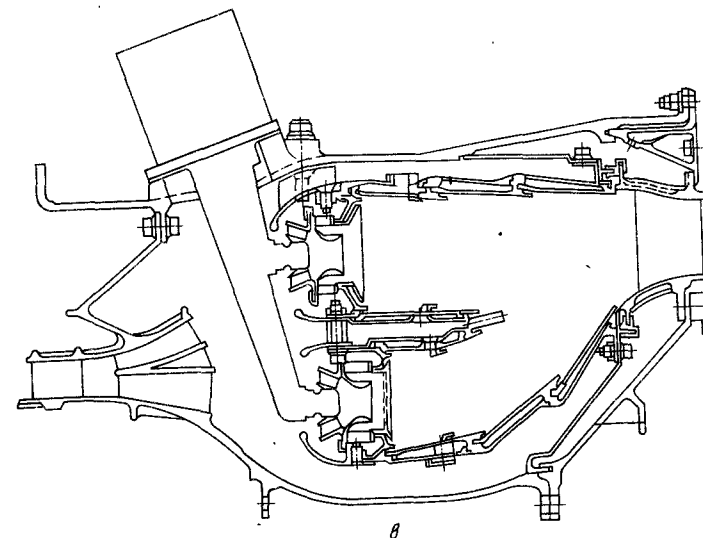
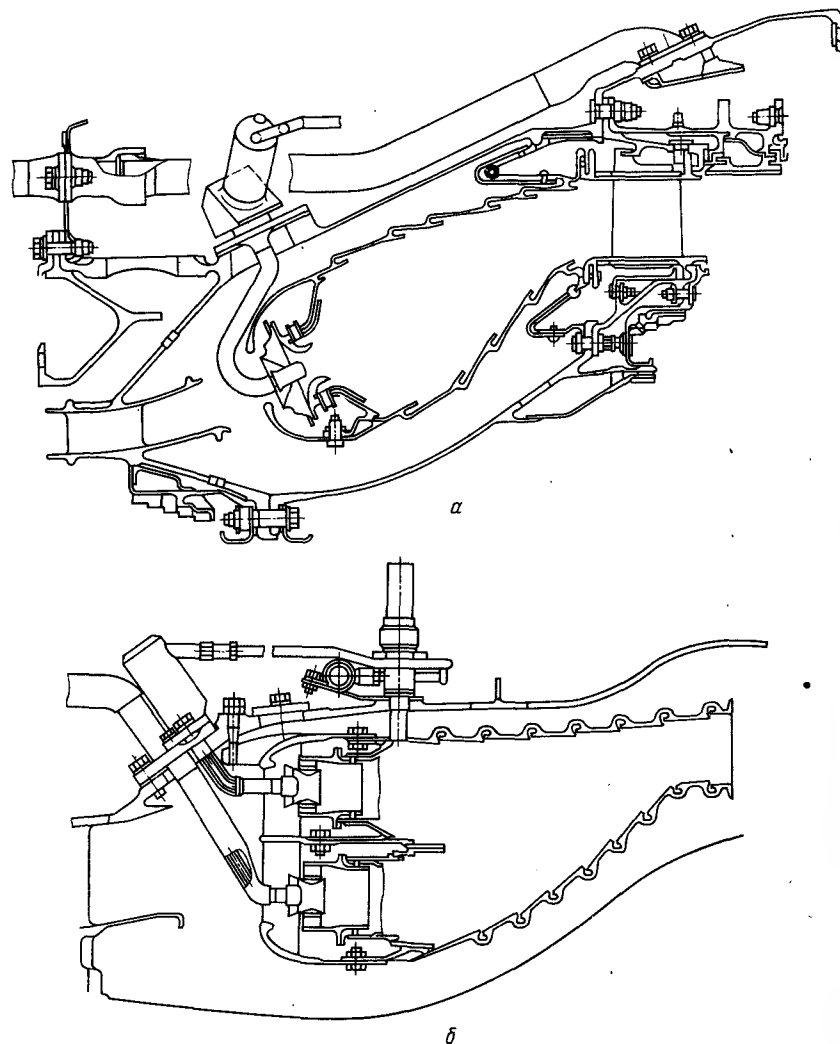


Рис. 8.27. Схемы перспективных камер сгорания:

а — камера сгорания двигателя CFM56 с аэрацией топлива во фронтальном устройстве; *б* — двухзонная камера сгорания с короткими секциями охлаждаемых стенок жаровой трубы; *в* — двухзонная короткая камера с двойными (сегментными) стенками жаровой трубы

В перспективных конструкциях диффузоры камер сгорания, как правило, делаются с короткой безотрывной частью, а длина жаровых труб постоянно уменьшается. Так, относительная длина жаровой трубы в авиационных ГТД составляла $l_{ж}/h_{ж}$ около 4 в 1965 г., 2,7 — в 1975 г.; на перспективных двигателях $l_{ж}/h_{ж}$ не превышает 2.

Безусловно, что повышение требований к характеристикам и надежности камер сгорания приведет к увеличению объема расчетно-конструкторских работ и экспериментальной отработки камеры сгорания и отдельных ее узлов и элементов при создании перспективных авиационных ГТД.

В табл. 8.3 приведены ориентировочные показатели технического уровня основных параметров камер сгорания в авиационных ГТД следующих поколений.

8.4. РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ НА ПРОЧНОСТЬ И УСТОЙЧИВОСТЬ

Критериями работоспособности основных узлов камеры сгорания (корпуса и жаровой трубы) являются длительная прочность, устойчивость и сопротивление усталости.

Таблица 8.3

Показатели научно-технического уровня основных камер сгорания (ориентировочные значения)

Параметр	Год		
	1987	1993	2005
Коэффициент полноты сгорания топлива (режим «взлет» $H = 0$, $M = 0$) η_{Γ}	$\frac{0,995}{0,995}$ *	$\frac{0,985}{0,999}$	$\frac{0,960}{0,999}$
Коэффициент восстановления полного давления (при $\lambda_{\kappa} = 0,28 \dots 0,3$) $\sigma_{\kappa, c}$	0,95	0,95	0,95
Относительная длина жаровой трубы, $l_{\text{ж}}/h_{\text{ж}}$	$\frac{2,5}{2,5}$	$\frac{2,0}{2,2}$	$\frac{1,6}{2,0}$
Коэффициент избытка воздуха при обеднении смеси α_{max}	$\frac{40}{25}$	$\frac{40}{25}$	$\frac{40}{25}$
Высотность запуска, км	$\frac{12}{10}$	$\frac{13}{10}$	$\frac{13}{10}$
Коэффициент максимальной неравномерности поля температуры газа θ_{max}	1,35	1,3	1,2
Тепловое состояние жаровой трубы: разность допустимой и максимальной температуры стенок, К расход воздуха на охлаждение, %	$\frac{150}{250}$ $\frac{35}{40}$	$\frac{150}{250}$ $\frac{30}{35}$	$\frac{150}{250}$ $\frac{20}{30}$
Выброс загрязняющих веществ	Отсутствие видимого дыма по международным нормам		
Система зажигания	Непосредственного розжига, повторно-кратковременная, длительно работающая		
Система топливопитания	Высоконапорная	Низконапорная, политопливная	
Ресурс	Определяется заданным ресурсом двигателя		

* Здесь и далее значения в числителе соответствуют ТРДДФ, в знаменателе — ТРДД.

8.4.1. Расчет на прочность

Расчет на длительную прочность выполняют в форме определения запаса длительной прочности

$$n_{\sigma}^t = \frac{\sigma_{\text{дл.}}}{\sigma_{\text{экв.}}} \quad (8.1)$$

На рис. 8.28 и 8.29 приведены конструктивные схемы корпуса и жаровой трубы, а также показаны действующие на них нагрузки. В работающем двигателе на элементы камеры сгорания действуют следующие нагрузки:

— газодинамические силы q , обусловленные перепадом давления;

— осевая сила N и окружное усилие T от газового потока, действующие на корпусные детали камеры сгорания;

— температурные усилия от нагрева деталей, возникающие в осевом и радиальном направлениях в зонах соединения элементов;

— изгибающий момент M и поперечная сила Q от инерционных сил, возникающих при эволюции самолета.

Модели формы и расчетная схема. Расчет корпуса камеры сгорания и жаровой трубы выполняют методами теории оболочек, т. е. схематизируя сложную реальную конструкцию в форме простых сопряженных цилиндрических и конических оболочек.

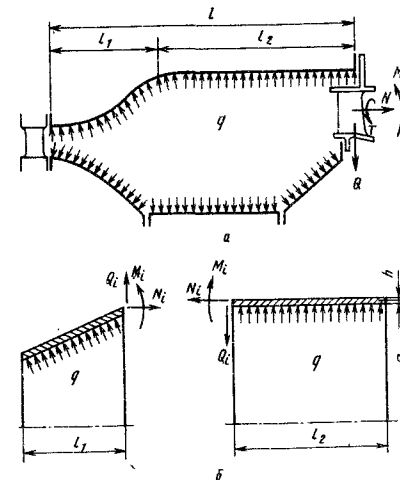


Рис. 8.28. Нагрузки, действующие на корпус камеры сгорания:

а — схема приложения нагрузок; б — расчетная модель корпуса в виде конической и цилиндрической оболочек

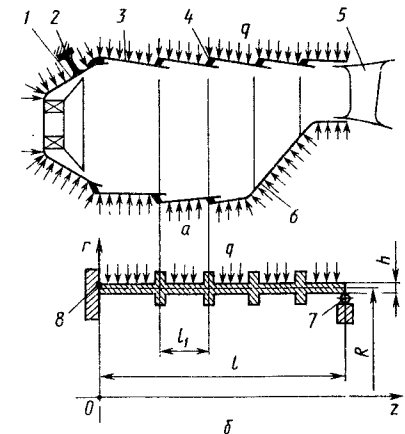


Рис. 8.29. Нагрузки, действующие на стенку жаровой трубы:

а — схема приложения сил; б — схема расчета наружной стенки; 1 — головная часть; 2 — подвеска; 3 — секция наружной стенки; 4 — ребро жесткости в месте соединения секций; 5 — сопловой аппарат турбины; 6 — секция внутренней стенки; 7 — шарнирная опора в соединении с сопловым аппаратом; 8 — жесткое закрепление в месте соединения с головной частью

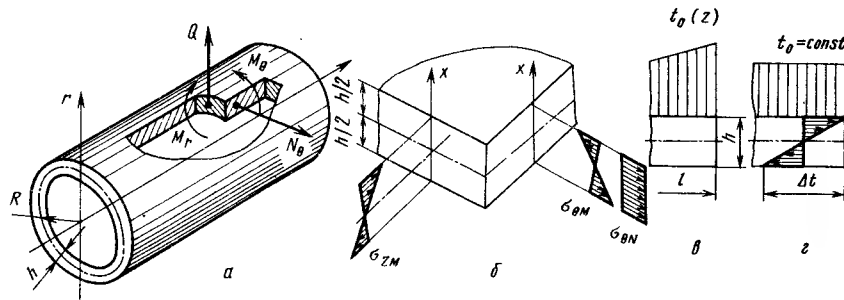


Рис. 8.30. Силовые факторы: температурный нагрев и напряжения в сечениях цилиндрической оболочки:

а — схема приложения сил; б — напряжения в продольном и поперечном сечениях оболочки; в — нагрев оболочки температурой, переменной по длине оболочки; г — нагрев постоянной температурой по длине при переменной температуре по толщине оболочки

Для определения напряжений расчетную модель условно разделяют в местах сопряжения на конические и цилиндрические оболочки (рис. 8.28, б), а их действие друг на друга заменяют нормальной N_i и перерезывающей Q_i силами, а также изгибающими моментами M_i (i — номер сечения, $i = 1, 2 \dots$).

Неизвестные силы N_i , Q_i и моменты M_i определяют из условия совместности деформаций элементов конструкции с учетом действующих внешних сил и условий закрепления, и далее в расчете напряжений рассматривают их как внешние силы.

Обычно наиболее напряженными оказываются сечения в цилиндрических частях корпусов и жаровых труб. Поэтому основной расчетной моделью является тонкостенная цилиндрическая оболочка.

Напряжения от внешних поперечных нагрузок и нагрева. Элемент конструкции камеры сгорания (корпус или жаровая труба) в форме цилиндрической оболочки постоянной толщины представлен на рис. 8.30, а. Обозначим через $w(z)$ радиальное перемещение точек срединной поверхности оболочки (прогиб). Эти перемещения связаны с внешними механическими и тепловыми нагрузками дифференциальным уравнением [5]

$$D \frac{d^4 w}{dz^4} + \frac{Eh}{R^3} w = q + \frac{Eh}{R} \alpha t_0 - D(1 - \mu) \frac{d^2}{dz^2} \left(\alpha \frac{\Delta t}{h} \right), \quad (8.2)$$

где $D = Eh^3/[12(1 - \mu^2)]$ — цилиндрическая жесткость оболочки толщиной h ; E и μ — модуль упругости и коэффициент Пуассона материала оболочки; R — радиус срединной поверхности; q — распределенная нагрузка, приложенная к срединной поверхности оболочки; α — коэффициент линейного расширения; t_0 — температура срединной поверхности; Δt — разность температур наружной и внутренней поверхностей оболочки.

На единицу длины оболочки (см. рис. 8.30, а) в сечении, перпендикулярном оси, действуют перерезывающая сила

$$Q = D \left[\frac{d^3 w}{dz^3} + \left(1 + \mu \frac{d}{dz} \left(\frac{\alpha \Delta t}{h} \right) \right) \right] \quad (8.3)$$

и изгибающий момент

$$M_r = D \left[\frac{d^2 w}{dz^2} + (1 + \mu) \frac{\alpha \Delta t}{h} \right]. \quad (8.4)$$

В продольном сечении действуют растягивающая сила

$$N_\theta = Eh \left(\frac{w}{R} - \alpha t_0 \right) \quad (8.5)$$

и изгибающий момент

$$M_\theta = D \left[\mu \frac{d^2 w}{dz^2} + (1 + \mu) \frac{\alpha \Delta t}{h} \right]. \quad (8.6)$$

При отсутствии нагрева $M_\theta = \mu M_r$.

Напряжения изгиба в продольном и поперечном сечениях оболочки (рис. 8.30, б) распределяются по толщине стенки линейно, как и при изгибе бруса:

$$\sigma_{\theta 1} = -\frac{12 M_\theta}{h^3} x = -\frac{12 \mu M_r}{h^3} x, \quad (8.7)$$

$$\sigma_z = -\frac{12 M_r}{h^3} x. \quad (8.8)$$

Здесь x — расстояние точки от срединной поверхности оболочки для наружного слоя $x = 0,5h$, для внутреннего слоя $x = -0,5h$.

В продольном сечении оболочки будут действовать (как в кольце) также нормальные (окружные) растягивающие напряжения

$$\sigma_{\theta 2} = N_\theta / h. \quad (8.9)$$

Полное нормальное напряжение в продольном сечении равно

$$\sigma_\theta = \frac{N_\theta}{h} - \frac{12 \mu M_r}{h^3} x. \quad (8.10)$$

Напряжения в оболочке от осевой силы и крутящего момента находят, как для стержня постоянного сечения:

$$\sigma_{zN} = \frac{N}{2\pi R h}; \quad \tau_{R \max} = \frac{T}{2\pi R^2 h}. \quad (8.11)$$

Напряжения изгиба σ_θ в оболочке от гироскопического момента, возникающего при эволюциях самолета, вычисляют методами теории упругости или определяют экспериментально путем тензометрирования.

Температурные напряжения. Рассмотрим сначала оболочку, свободную от закреплений. Пусть оболочка нагрета до температуры $t_0(z)$, причем по толщине стенки температура постоянна

(рис. 8.30, в). Величину $t_0(z)$ представим полиномом первой степени

$$t_0(z) = b_0 + b_1(z),$$

где b_0 и b_1 — произвольные коэффициенты.

Тогда решение уравнения (2) будет

$$w = \alpha R (b_0 + b_1 z).$$

Учитывая соотношения (8.2) ... (8.6), несложно установить, что перемещение w не влечет за собой появления сил N_θ и других силовых факторов. Таким образом, в свободной оболочке нагрев с температурой, распределенной по линейному закону, не вызывает температурных напряжений.

Если края оболочки закреплены, то любой нагрев вызывает температурные напряжения. Рассмотрим стенку жаровой трубы, представляющую собой оболочку, закрепленную на одном конце и имеющую шарнирно опертые края на другом (рис. 8.29, б). Представим, что оболочка нагрета до температуры t_0 , постоянной по длине. Радиальное перемещение свободной от закрепления оболочки

$$w_z = \alpha R t_0.$$

Для определения температурных напряжений найдем сначала силу на свободном краю оболочки из условия

$$w(l) = -\alpha R t_0 = \zeta_1 \frac{Q}{D\beta^3},$$

а затем напряжения от этой силы. Аналогично можно найти напряжения у заделки.

Обратим внимание на то, что температурные напряжения возникают только вблизи краев оболочки на длине до $15h$.

Рассмотрим другой случай, когда температура изменяется по толщине стенки, но постоянна по длине оболочки. В этом случае в оболочке возникают напряжения, одинаковые по длине: для наружной поверхности

$$\sigma_z = \sigma_\theta = -\frac{E\alpha \Delta t}{2(1-\mu)};$$

для внутренней поверхности

$$\sigma_z = \sigma_\theta = \frac{E\alpha \Delta t}{2(1-\mu)}.$$

Здесь принято, что температура изменяется по толщине стенки по линейному закону (см. рис. 8.30, з).

Таким образом, для определения напряжений в точках оболочки от внешней нагрузки следует знать прогибы в расчетных сечениях. Прогибы оболочки находят интегрированием уравнения (8.2) с учетом граничных условий (условий закрепления).

Расчетные схемы оболочек. В теории различают оболочки длинные, короткие и средней длины. Основная особенность длинных оболочек состоит в том, что можно пренебречь влиянием на-

грузок, приложенных к одному краю, на напряженное состояние возле другого края. В конструкциях камер сгорания применяются оболочки средней и короткой длины.

Цилиндрическая оболочка считается длинной, если параметр оболочки $\beta l > 3$, короткой — если $\beta l < 3$ и средней длины — если $\beta l = 3$. Здесь

$$\beta = \frac{\sqrt[4]{3(1-\mu)}}{\sqrt{Rh}}.$$

Принимая $\mu = 0,3$, находим $\sigma = 1,285/\sqrt{Rh}$.

Для короткой оболочки $l = 2,4 \sqrt{Rh}$.

Рассмотрим случай решения короткой цилиндрической оболочки, когда температурные напряжения отсутствуют ($t_0 = 0$, $\Delta t = 0$). В этом случае решение уравнения (8.2) можно представить с помощью функций А. Н. Крылова:

$$w(z) = w(0) K_0(z) + \frac{1}{\beta} w'(0) K_1(z) + \frac{1}{\beta^2} w''(0) K_2(z) + \frac{1}{\beta^3} w'''(0) K_3(z) + \frac{1}{\beta^3 D} \int_0^z K_3[\beta(z-\xi)q(\xi) d\xi], \quad (8.12)$$

где $w(0)$, ..., $w'''(0)$ — произвольные постоянные, определяемые из граничных условий; K_0 , ..., K_3 — функции А. Н. Крылова (нормальные фундаментальные функции уравнения (8.2)):

$$K_0(z) = \operatorname{ch} \beta z \cos \beta z;$$

$$K_1(z) = \frac{1}{2} (\operatorname{ch} \beta z \sin \beta z + \operatorname{sh} \beta z \cos \beta z);$$

$$K_2(z) = \frac{1}{2} \operatorname{sh} \beta z \sin \beta z;$$

$$K_3(z) = \frac{1}{4} (\operatorname{ch} \beta z \sin \beta z - \operatorname{sh} \beta z \cos \beta z).$$

Последнее слагаемое в правой части равенства (8.12) является частным решением уравнения (8.2).

Ниже приведены основные случаи расчета оболочек применительно к узлам камер сгорания ГТД.

Случай 1 (рис. 8.31, а). В свободном сечении ($z = 0$) действует перерезывающая сила Q , а в сечении ($z = l$) — жесткая заделка. Этим особенностям нагружения и конструкции соответствуют граничные условия:

$$\text{при } z = 0 \quad w''(0) = 0 \text{ или } M_z(0) = 0;$$

$$\text{при } z = l \quad w'(l) = 0, \quad w(l) = 0.$$

С учетом этих условий несложно найти

$$w(0) = \varphi_1 \frac{Q}{D\beta}, \quad w'(0) = -\psi_1 \frac{Q}{D\beta^2},$$

$$w(z) = \frac{Q}{D\beta^2} [\varphi_1 K_0(z) - \psi_1 K_1(z) + K_3(z)],$$

$$M_r(z) = \frac{Q}{\beta} [-4\varphi_1 K_2(z) + 4\psi_1 K_3(z) + K_1(z)].$$

Здесь

$$\varphi_1 = \frac{K_1 K_2 - K_0 K_3}{K_0^2 + 4K_1 K_3}; \quad \psi_1 = \frac{K_0 K_2 + 4K_2^2}{K_0^2 + 4K_1 K_3}.$$

Случай 2 (рис. 8.31, б). В свободном сечении ($z = 0$) действует изгибающий момент M , в сечении ($z = l$) — жесткая заделка. Граничные условия:

$$\text{при } z = 0 \quad w''(0) = 0 \text{ или } Q(0) = 0;$$

$$\text{при } z = l \quad w'(l) = 0, \quad w(l) = 0.$$

С учетом этих условий найдем

$$w(0) = \varphi_2 \frac{M}{D\beta^2}; \quad w'(0) = -\psi_2 \frac{M}{D\beta};$$

$$w(z) = \frac{M}{D\beta^2} [\varphi_2 K_0(z) - \psi_2 K_1(z) + K_2(z)];$$

$$M_r(z) = M [-4\varphi_2 K_2(z) + 4\psi_2 K_3(z) + K_0(z)].$$

Здесь

$$\varphi_2 = 1 - \frac{K_1^2 - K_0 K_2}{K_0^2 - 4K_1 K_3}; \quad \psi_2 = \frac{K_0 K_1 + 4K_2 K_3}{K_0^2 + 4K_1 K_3}.$$

Отметим, что случаи 1 и 2 используют для расчета корпусов, состоящих из двух сопряженных участков (конического и цилиндрического; см. рис. 8.28, б).

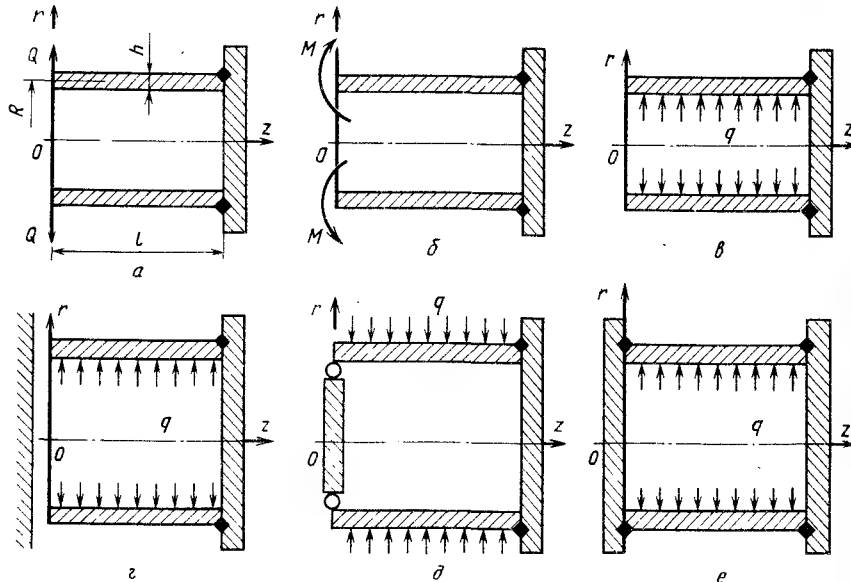


Рис. 8.31. Расчетные случаи для цилиндрических оболочек средней длины

Случай 3 (рис. 8.31, в). В сечении ($z = 0$) оболочка свободна, в сечении ($z = l$) — жесткая заделка. Оболочка нагружена с внутренней стороны распределенной силой q . Граничные условия: при $z = 0$ $w''(0) = 0$, $w'''(l) = 0$ или $Q(0) = 0$, $M_z(0) = 0$; при $z = l$ $w'(l) = 0$, $w(l) = 0$.

С учетом этих условий из уравнения (8.12) получим

$$w(0) = \varphi_3 \frac{qR^2}{Eh}; \quad w'(0) = -\psi_3 \frac{qR^2\beta}{Eh};$$

$$w(z) = \frac{qR^2}{Eh} [1 + \varphi_3 K_0(z) - \psi_3 K_1(z) - K_0(z)];$$

$$M_r(z) = \frac{q}{\beta^2} [-\varphi_3 K_2(z) + \psi_3 K_3(z) - K_0(z)].$$

Здесь

$$\varphi_3 = 1 - \frac{K_0}{K_0^2 + 4K_1 K_3}; \quad \psi_3 = \frac{4K_3}{K_0^2 + 4K_1 K_3}.$$

Случай 4 (рис. 8.31, г). В сечении ($z = 0$) — скользящая заделка, в сечении ($z = l$) — жесткая заделка. Оболочка нагружена с внутренней стороны распределенной силой q . Граничные условия:

$$\text{при } z = 0 \quad w'(0) = 0, \quad w'''(0) = 0;$$

$$\text{при } z = l \quad w'(l) = 0, \quad w(l) = 0.$$

С учетом этих условий получим

$$w(0) = \varphi_4 \frac{qR^2}{Eh}; \quad w''(0) = \frac{M_z(0)}{D} = -\psi_4 \frac{qR^2\beta^2}{Eh};$$

$$w(z) = \frac{qR^2}{Eh} [1 + \varphi_4 K_0(z) - \psi_4 K_2(z) - K_0(z)];$$

$$M_r(z) = \frac{q}{\beta^2} \left[-\varphi_4 K_2(z) - \frac{1}{4} K_0(z) + K_2(z) \right].$$

Здесь

$$\varphi_4 = \frac{4K_2 K_3 - K_1(1 - K_0)}{K_0 K_1 + 4K_2 K_3}; \quad \psi_4 = \frac{4K_3}{K_0 K_1 + 4K_2 K_3}.$$

Случай 5 (рис. 8.31, д). В сечении ($z = 0$) — шарнирная опора, в сечении ($z = l$) — жесткая заделка. Оболочка нагружена с наружной стороны распределенной силой q .

Граничные условия:

$$\text{при } z = 0 \quad w(0) = 0, \quad w''(0) = 0,$$

$$\text{при } z = l \quad w'(l) = 0, \quad w(l) = 0.$$

Используя эти условия, найдем

$$w'(0) = \varphi_5 \frac{qR^2\beta}{Eh}; \quad w'''(0) = \frac{Q(0)}{D} = -\psi_5 \frac{qR^2\beta^3}{Eh};$$

$$w(z) = -\frac{qR^2}{Eh} [1 + \varphi_5 K_1(z) - \psi_5 K_3(z) - K_0(z)];$$

$$M_r(z) = \frac{q}{\beta} \left[\varphi_5 K_3(z) + \frac{1}{4} \psi_5 K_1(z) + K_2(z) \right].$$

Здесь

$$\varphi_6 = \frac{4K_3^2 - K_2(1 - K_0)}{K_1K_2 - K_0K_3}; \quad \psi_6 = \frac{4K_1K_3 - K_0(1 - K_0)}{K_1K_2 - K_0K_3}.$$

Случай 6 (рис. 8.31, е). Оболочка жестко закреплена в сечениях ($z = 0$) и ($z = l$) и нагружена распределенной силой q .

Граничные условия:

$$\text{при } z = 0 \quad w(0) = 0, \quad w'(0) = 0;$$

$$\text{при } z = l \quad w(l) = 0, \quad w'(l) = 0.$$

Отсюда

$$w''(0) = \frac{M_z(0)}{D} = \varphi_6 \frac{qR^2\beta^2}{Eh}; \quad w'''(0) = \frac{Q(0)}{D} = -\psi_6 \frac{qR^2\beta^3}{Eh};$$

$$w(z) = \frac{qR^2}{Eh} [1 - \varphi_6 K_2(z) - \psi_6 K_3(z) - K_0(z)]; \quad (8.13)$$

$$M_r(z) = \frac{q}{\beta^2} \left[\frac{1}{4} \varphi_6 K_0(z) - \frac{1}{4} \psi_6 K_1(z) + K_2(z) \right]; \quad (8.14)$$

Здесь

$$\varphi_6 = \frac{4K_3^2 - K_2(1 - K_0)}{K_2^2 - K_1K_3}; \quad \psi_6 = \frac{4K_2K_3 - K_1(1 - K_0)}{K_2^2 - K_1K_3}.$$

Если оболочка нагружена распределенной силой q , действующей изнутри оболочки, то правая часть уравнений (8.13) и (8.14) имеет положительный знак; если сила q действует снаружи оболочки, то правая часть этих уравнений имеет отрицательный знак.

Полученные формулы (8.3) ... (8.11) для различных случаев нагружения позволяют рассчитать усилия и напряжения для любого сечения оболочки.

Эквивалентные напряжения. Так как напряженное состояние в точке оболочки (детали) оказывается сложным, то для оценки прочности необходимо определить эквивалентное напряжение.

Эквивалентные (приведенные) напряжения находят по формуле

$$\sigma_{\text{эKB}} = \frac{\sigma_{\Sigma z} + \sigma_{\Sigma \theta}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_{\Sigma z} - \sigma_{\Sigma \theta}}{2} \right)^2 + \tau_{\Sigma \max}^2}, \quad (8.15)$$

где $\sigma_{\Sigma} = \sigma_{zq} + \sigma_{zM} + \sigma_{zN}$;

$$\sigma_{\Sigma \theta} = \sigma_{\theta q} + \sigma_{\theta M}.$$

Здесь σ_{zq} — осевые напряжения от сил q , вычисляемые по формуле (8.8) при значении M_z , определяемом из расчетного случая или 4—6 (см. рис. 8.31); σ_{zM} — осевые напряжения от момента M , определенного из расчетного случая 2; $\sigma_{\theta q}$, $\sigma_{\theta M}$ — окружные напряжения.

С учетом (8.15) определяют запас длительной прочности n_{σ}^t по формуле (8.1). Запас прочности должен быть $n_{\sigma}^t \approx 1,5 \dots 2,5$.

8.4.2. Расчет на устойчивость

Расчет на устойчивость сводится к определению критических нагрузок, вызывающих потерю устойчивости. Для пояснения физической картины представим, что к оболочке приложены внешние нагрузки, под действием которых она находится в состоянии равновесия. Если при возрастании нагрузок оболочка принимает новую устойчивую форму равновесия, то эти значения нагрузок называются критическими, а состояние оболочки в момент, предшествующий началу перехода в новую форму, также называется критическим. В этот момент происходит потеря устойчивости конструкции (внезапный рост прогибов и деформаций), что связано с наличием зоны сжимающих напряжений.

Элементы конструкций камер сгорания в виде тонких оболочек, как правило, подкреплены ребрами жесткости (см. рис. 8.29). Для тонких оболочек возможны два вида потери устойчивости: местные выпучивания и деформация между ребрами жесткости и общая потеря устойчивости оболочки с подкрепляющими ребрами.

Приближенные модели устойчивости. Основными нагрузками, от которых может произойти потеря устойчивости корпусных деталей камер сгорания и стенок жаровых труб, являются: внешнее давление, осевые растягивающие (или сжимающие) силы и кручение.

Рассмотрим случаи нагружения цилиндрических оболочек при потере устойчивости.

1. Сжатие оболочки внешним давлением q (рис. 8.32, а) вызывает напряжения

$$\sigma_z = 0; \quad \sigma_{\theta} = -\frac{qR}{h}; \quad \tau = 0.$$

Для оболочек средней длины критическое давление определяют по приближенной формуле П. Ф. Панковича

$$q_{\text{кр}} = 0,92 \frac{Eh^2}{lR} \sqrt{\frac{h}{R}}. \quad (8.16)$$

Для коротких оболочек критическое давление

$$q_{\text{кр}} = 3,61 Eh^3 / (Rl)^2.$$

2. Сжатие оболочки осевыми силами (рис. 8.32, б) вызывает напряжения

$$\sigma_z = -\frac{N}{2\pi Rh}; \quad \sigma_{\theta} = 0; \quad \tau = 0.$$

Критическое напряжение для оболочек средней длины

$$\sigma_{\text{кр}} = \frac{Eh}{R \sqrt{3(1-\mu^2)}} \approx 0,6E \frac{h}{R}$$

и критическая сила

$$N_{\text{кр}} = 3,8 Eh^3.$$

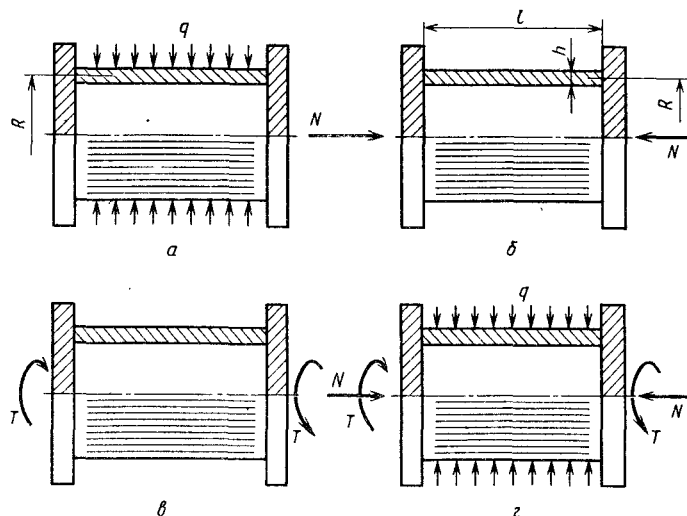


Рис. 8.32. Схемы расчета устойчивости оболочки при действии внешнего давления, осевой силы и крутящего момента

Для короткой оболочки критическое напряжение сжатия

$$\sigma_{кр} = 0,9E \frac{h^2}{l^2}.$$

3. Кручение оболочки моментами T (рис. 8.32, в) вызывает в стенках касательные напряжения

$$\tau = \frac{T}{2\pi R^2 h}.$$

Критические касательные напряжения для оболочки средней длины

$$\tau_{кр} = 0,78 \frac{h}{R} \sqrt[4]{\frac{hR}{l^2}}$$

и критический момент

$$T_{кр} = 2,97Eh^2R \sqrt[4]{\frac{hR}{l}}.$$

Для короткой оболочки

$$\tau_{кр} = 4,83 \frac{Eh^2}{l^2}.$$

Условия закрепления оболочек необходимо учитывать для коррекции расчетных критических напряжений. Экспериментально показано, что для сварных оболочек расчетные критические нагрузки и напряжения следует уменьшать на 15 ... 20 % при нагружении внешним давлением, в 1,7 раза при действии крутящего момента и в 2 ... 3 раза — при нагружении осевыми сжимающими силами [6, 7, 29].

4. Устойчивость оболочек при совместном действии сил. Во многих случаях имеет место одновременное действие нескольких силовых факторов (рис. 8.32, г). Расчетное определение устойчивости оболочки в этом случае является чрезвычайно сложной задачей, поэтому для расчета критической силы используют преимущественно результаты тензометрирования.

Особенности расчета на устойчивость жаровых труб. В кольцевых каналах камеры сгорания давление газа всегда больше, чем в жаровой трубе, поэтому ее стенки испытывают перепад давления (см. рис. 8.29). В общем случае перепад давления увеличивается к концу жаровой трубы (из-за потерь полного давления по тракту). Однако для камер сгорания с малыми потерями давления распределенную нагрузку q по длине стенки жаровой трубы можно принять постоянной.

Перепад давления на внутренней стенке вызывает растягивающие напряжения. Величина этих напряжений мала, и они не определяют прочность и устойчивость жаровой трубы.

Перепад давления на наружной стенке вызывает напряжения сжатия, являющиеся потенциальным условием потери устойчивости оболочки. Учитывая, что наружная стенка жаровой трубы является тонкостенной оболочкой средней длины (длина 300 ... 500 мм, диаметр 700 ... 1000 мм, толщина стенки 0,8 ... 1,5 мм), а ее температура в рабочих условиях равна 800 ... 900 °C и выше, необходимо проводить расчеты по определению критического давления и оценке устойчивости. Наружную стенку жаровой трубы, состоящую из отдельных секций с отверстиями, принимают в расчетах как цилиндрическую тонкостенную оболочку без отверстий. Увеличение жесткости стенки, образующейся на стыках секций в местах подвода охлаждающего жаровую трубу воздуха, заменяют кольцевыми ребрами жесткости (см. рис. 8.29).

Критическое давление на оболочку, подкрепленную ребрами, определяем по формуле И. А. Биргера [6, 7, 29]:

$$q_{кр} = 0,92 \frac{Eh^2}{R} \sqrt{\frac{h}{R}} \left[1 + \frac{J_{к.б}}{J_{об}} (n+1) \right],$$

где $J_{к.б}$ и n — момент инерции сечения кольцевого бандажа и число бандажей на наружной стенке; $[J_{об} = lh^3/12 (1 - \mu^2)]$ — момент инерции продольного сечения цилиндрической оболочки.

Кроме определения критического перепада $q_{кр}$, приводящего к общей потере устойчивости наружной стенки, необходимо определить значение критического перепада для максимального пролета между бандажами по формуле (8.16).

Запас устойчивости оболочек, характеризуемый отношением критической нагрузки и расчетной, равен

$$n_{\gamma} = \frac{q_{кр}}{q} \geq 1,5 \dots 2.$$

8.4.3. Расчет на сопротивление усталости

При известных внешних нагрузках расчет на сопротивление усталости выполняют в форме определения запаса прочности по стандартной методике. Запас прочности должен быть $n \geq 2,5$.

8.5. МАТЕРИАЛЫ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

Материалы, применяемые для изготовления камер сгорания, должны удовлетворять специфическим условиям работы узлов и обеспечивать работоспособность конструкции в течение ресурса работы двигателя.

Узлы камер сгорания подвержены воздействию высоких температур и перепадов давления, динамическим и вибрационным нагрузкам, а также пульсациям газового потока, возникающим при сгорании топлива.

Максимальный перепад давления на корпус камеры может достигать 300 МПа, а температура стенок — 650 ... 700 °С. Жаровые трубы работают в условиях агрессивной среды продуктов сгорания топлива, при этом местная температура их элементов достигает 950 °С и более.

Основные требования, предъявляемые к материалам камер сгорания:

- высокая жаропрочность и жаростойкость;
- высокое сопротивление усталости и трещинообразование при низкой скорости распространения трещин;
- устойчивость к газовой коррозии;
- удовлетворительные характеристики теплопроводности и пластичности;
- удовлетворительные технологические свойства (способность к пластической деформации, хорошая обрабатываемость резанием, хорошая свариваемость и др.).

Для изготовления корпусных деталей камер сгорания, работающих при низких температурах, используют жаропрочные титановые сплавы, имеющие плотность около 4,5 г/см³. Эти сплавы могут применяться до температур 450 ... 500 °С (сплавы ВТ3-1, ВТ-8, ВТ-9). В диапазоне температур 600 ... 750 °С для корпусных деталей используют жаропрочные стали и сплавы на никелевой основе (1Х12Н2ВМФ; Х15Н30ВМТ; Х12Н20Т2Р; ХН78Т). Плотность этих материалов около 8 г/см³.

Для изготовления жаровых труб применяют жаропрочные сплавы на никелевой и хромистой основе. Плотность этих сплавов

8,3 ... 8,9 г/см³, диапазон применения по температурам 900 ... 1100 °С (ХН75НБТЮ; Х20Н80Т, ХН60В; ХН50ВМТЮБ).

Для повышения стойкости материала к газовой коррозии и окислению поверхности жаровых труб (в основном внутренние поверхности, непосредственно контактирующие с газовым потоком) покрывают специальными эмалями. Коррозионная стойкость эмалированных жаровых труб возрастает в несколько раз.

Вопросы для самоконтроля

1. Как определить основные размеры и элементы конструкций камер сгорания?
2. Жаровые трубы, их составные части и назначение.
3. Способы охлаждения стенок жаровых труб.
4. Особенности устройства камер сгорания двигателей различных типов.
5. Метод расчета камер сгорания на прочность.
6. Оценка устойчивости жаровых труб.

9.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В турбореактивных двигателях для сверхзвуковых самолетов с целью преодоления звукового барьера и полета самолета со сверхзвуковой скоростью, а также для сокращения дистанции взлета, времени разгона и набора высоты требуется весьма существенное увеличение тяги двигателя (до 45—60 % на взлете и до 130 ... 170 % при $M_n = 2,0$). Эта цель достигается благодаря применению на двигателе специального устройства — форсажной камеры.

Форсажная камера устанавливается за последней ступенью турбины двигателя, в ней сжигается дополнительное количество топлива, в результате чего температура газа достигает 2000 ... 2200 К, а средний коэффициент (α_s) избытка воздуха 1,15 ... 1,05. При таком нагреве рабочего тела за турбиной скорость истечения из сопла увеличивается и, следовательно, увеличивается тяга двигателя.

Применение форсажной камеры является наиболее выгодным способом форсирования двигателя: при умеренном увеличении массы и габаритных размеров резко увеличивается удельная тяга. Существенное увеличение удельного расхода топлива на форсажном режиме вполне компенсируется повышением технических данных самолета: сокращением длины разбега при взлете, времени разгона и времени набора высоты.

На рис. 9.1 показана форсажная камера турбореактивного двухконтурного двигателя.

9.2. ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ И ПРИНЦИПЫ ОРГАНИЗАЦИИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

На рис. 9.2 представлена принципиальная схема форсажной камеры, типичной для большинства турбореактивных двигателей. Основными элементами форсажной камеры являются диффузор 1, система смесеобразования, включающая в себя коллекторы с форсунками 2, стабилизаторы пламени 3 и жаровую трубу 4 с теплозащитным и антивибрационным экранами 5 и 6. На выходе из жаровой трубы устанавливается регулируемое сопло 7 с механизмом управления 8.

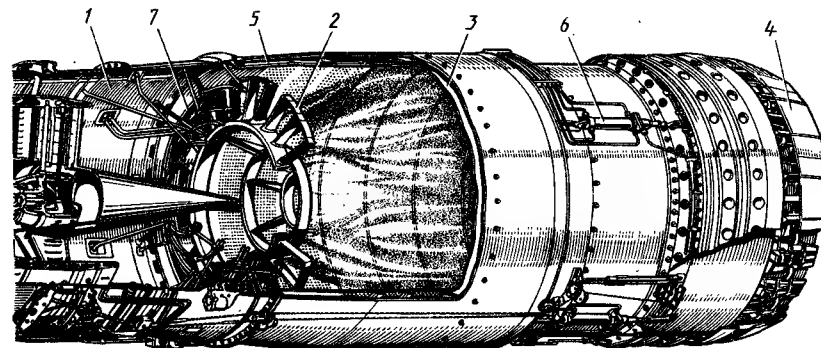


Рис. 9.1. Форсажная камера с регулируемым соплом:

1 — диффузор; 2 — стабилизаторы пламени; 3 — теплозащитный экран; 4 — регулируемое сопло; 5 — антивибрационный экран; 6 — механизм управления соплом; 7 — топливный коллектор

Скорость движения газа за турбиной обычно составляет 300 ... 400 м/с. При такой скорости весьма трудно организовать надежную стабилизацию пламени и устойчивое горение форсажного топлива в широком диапазоне режимов по скорости и давлению газа в форсажной камере. Поэтому в диффузоре скорость газа понижают до 100 ... 180 м/с. Однако и при такой скорости газа для устойчивого горения необходимы стабилизаторы пламени, являющиеся источниками непрерывного поджигания топлива, подаваемого в поток с помощью форсунок, расположенных перед стабилизаторами. В жаровой трубе на протяжении 1000 ... 1500 мм происходит сгорание поданного топлива и, следовательно, повышение температуры газа. Поддержание заданного режима работы форсажной камеры производится с помощью регулируемого сопла изменяемой площади проходного сечения.

Первоначальное воспламенение топлива в форсажной камере (запуск) производят с помощью различных воспламеняющих устройств: свечей зажигания, воспламенителей, «огневой до-

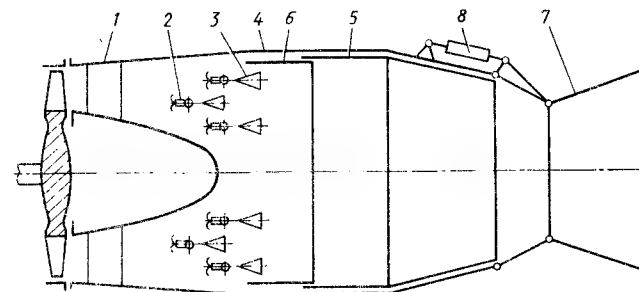


Рис. 9.2. Схема форсажной камеры ТРДФ:

1 — диффузор; 2 — коллекторы с форсунками; 3 — стабилизаторы пламени; 4 — жаровая труба; 5 — теплозащитный экран; 6 — антивибрационный экран; 7 — регулируемое сопло; 8 — механизм управления соплом

рожки». На высокотемпературных режимах работы двигателя запуск форсажной камеры возможен путем самовоспламенения форсажного топлива.

Конструкция форсажной камеры должна удовлетворять определенным требованиям. Основные из них следующие.

1. Минимальные гидравлические потери полного давления на всех режимах работы двигателя и минимальные тепловые потери на режимах форсирования.

2. Максимальная полнота сгорания форсажного топлива на всех заданных режимах работы форсажной камеры. В современных форсажных камерах коэффициент полноты сгорания стремятся обеспечить в пределах $\eta_z = 0,9 \dots 0,92$ (при $\alpha_z = 1,1$). Следует иметь в виду, что высокая полнота сгорания должна обеспечиваться при минимальной длине зоны горения (1000 ... 1500 мм).

3. Устойчивый процесс горения топлива во всем заданном диапазоне высот и скоростей полета без полных и частичных срывов пламени и колебательных процессов в форсажной камере (вибрационного горения).

4. Безотказное включение форсажной камеры на заданных режимах полета самолета с плавным нарастанием тяги двигателя без резких скачков и провалов давления газа в камере при включении во избежание помпажа компрессора или вентилятора двигателя.

5. По возможности наиболее плавное нарастание и уменьшение тяги двигателя без скачков и провалов при перемещении рычага управления двигателем (РУД) в диапазоне от нефорсажных режимов до режима полного форсирования, благодаря чему облегчается пилотирование самолета.

6. Минимальная масса и габаритные размеры форсажной камеры.

Форсажная камера является неотъемлемой составной частью двигателя. Поэтому успешное выполнение этих требований определяется оптимальным сочетанием схемы и конструкции форсажной камеры со схемой и конструкцией двигателя и его систем. От качества форсажной камеры существенно зависят характеристики двигателя в целом.

9.3. ОСОБЕННОСТИ ФОРСАЖНЫХ КАМЕР ТРДД

В настоящее время существуют форсажные камеры трех типов [18]: для ТРДФ (см. рис. 9.2), для ТРДД со смешением потоков с низкой и умеренной степенью двухконтурности

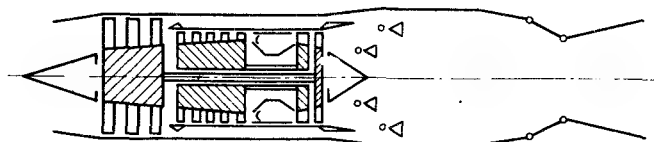
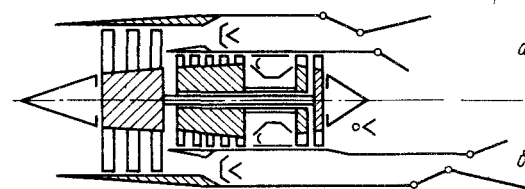


Рис. 9.3. Схема ТРДДФ со смешением потоков и общей форсажной камерой

Рис. 9.4. Схема ТРДДФ с раздельными потоками: а — с форсажной камерой в наружном контуре, б — с форсажными камерами в обоих контурах



(рис. 9.3) и для наружного контура ТРДДФ с высокой степенью двухконтурности (рис. 9.4).

Форсажные камеры первых двух типов широко применяются в течение уже многих лет. Форсаж в наружном контуре, а также ТРДДФ с раздельными форсажными камерами в каждом из контуров не получили пока широкого применения.

Организация рабочего процесса в форсажных камерах ТРДДФ сопряжена с дополнительными трудностями. В форсажных камерах ТРДДФ (см. рис. 9.3) смешение потоков контуров осуществляется перед стабилизаторами пламени, и в поперечном сечении камеры возникает существенная неравномерность газового потока по температуре, коэффициенту избытка воздуха и скорости. Эта неравномерность усиливается с увеличением скорости полета самолета, так как степень двухконтурности при этом увеличивается. Преодоление этих трудностей требует усложнения конструкции смесителей и системы смесеобразования.

Организация рабочего процесса в форсажных камерах наружного контура усложняется по сравнению с другими типами форсажных камер более низкими температурой и давлением воздушного потока.

9.4. ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ФОРСАЖНОЙ КАМЕРЫ

9.4.1. Фронтное устройство

Фронтное устройство (рис. 9.5) предназначено для организации устойчивого процесса горения топлива в форсажной камере и содержит следующие элементы: диффузор, стабилизаторы пламени и систему смесеобразования.

Диффузор — устройство для снижения скорости потока газа с целью создания необходимых условий для организации устойчивого процесса горения форсажного топлива. Он устанавливается, как правило, непосредственно за турбиной двигателя. Размеры выходного сечения и длина диффузора выбираются из условия понижения скорости потока газа за турбиной от 300 ... 400 до 100 ... 180 м/с. При этом должно быть достигнуто оптимальное сочетание величины гидравлических потерь, габаритных размеров и его массы. С уменьшением длины диффузора уменьшаются его масса и габаритные размеры, но возрастает угол раскрытия диффузора, вследствие чего повышаются гидравлические потери.

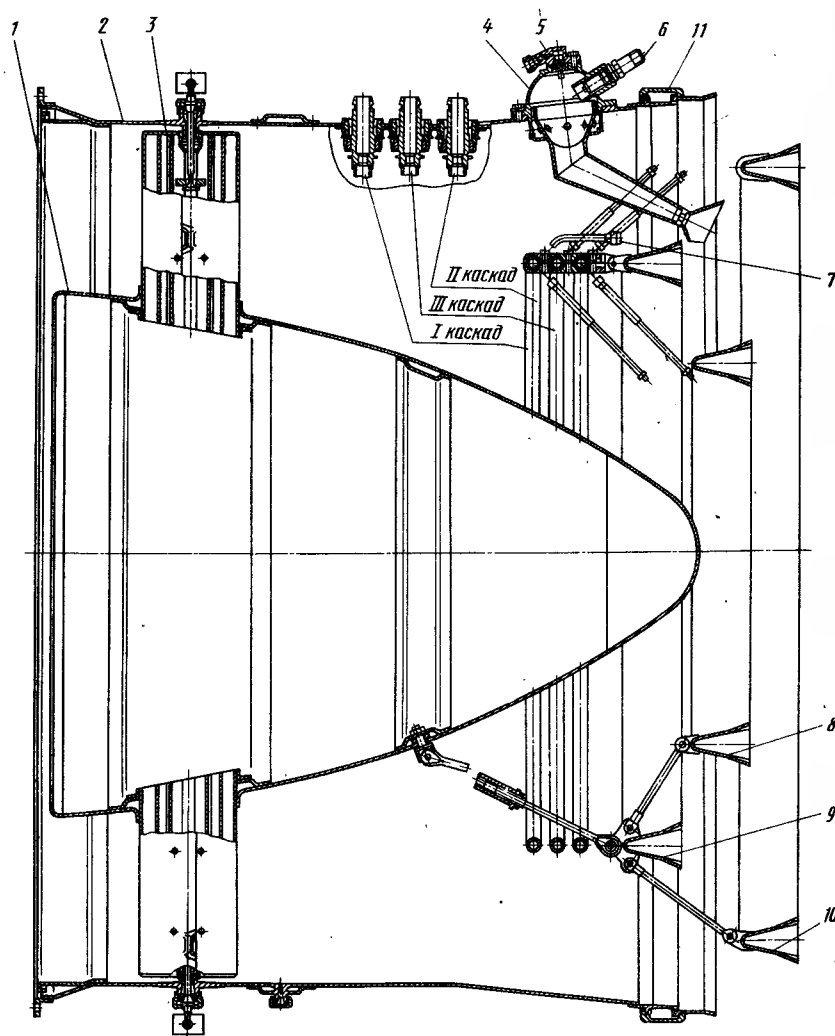


Рис. 9.5. Фронтное устройство форсажной камеры ТРДФ:

1 — стенка внутренняя; 2 — стенка наружная; 3 — стойки; 4 — воспламенитель; 5 — форсунка ультразвуковая; 6 — свеча; 7 — пусковая форсунка; 8, 9, 10 — стабилизаторы пламени; 11 — телескопическое соединение

С увеличением длины диффузора уменьшаются гидравлические потери, но при этом увеличиваются габаритные размеры и масса форсажной камеры. Кольцевой расширяющийся канал диффузора образуется двумя конусными стенками: наружной и внутренней, соединенными между собой обтекаемыми стойками (рис. 9.6) или шарнирными тягами (рис. 9.7). Образующие конусных стенок диффузора профилируются таким образом, чтобы были получены минимальные гидравлические потери. Иногда с этой целью вну-

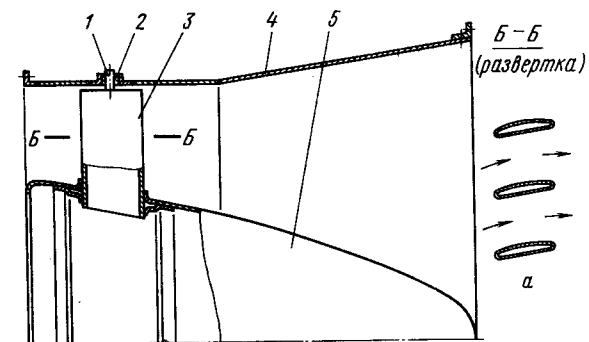


Рис. 9.6. Диффузор с креплением внутренней стенки на стойках:

а — спрямляющая решетка, образованная стойками; 1 — палец; 2 — втулка сферическая; 3 — стойка; 4 — наружная стенка; 5 — внутренняя стенка

тренную стенку делают усеченной, т. е. диффузор выполняется ударным, с внезапным расширением (рис. 9.7).

Стойки, соединяющие внутреннюю и наружную стенки диффузора, выполняются обтекаемыми и нередко используются в качестве спрямляющей решетки закрученного потока газа за турбиной (рис. 9.6, а). Спрямление потока газа позволяет избежать срывов потока на внутренней стенке и связанных с этим дополнительных гидравлических потерь.

Конструкция диффузора выполняется из листового материала с применением контактной сварки и сварки плавлением. Внутренняя стенка, стойки и шарнирные тяги имеют более высокую температуру, чем наружная стенка. Поэтому конструкция соединения внутренней стенки с наружной должна предусматривать ком-

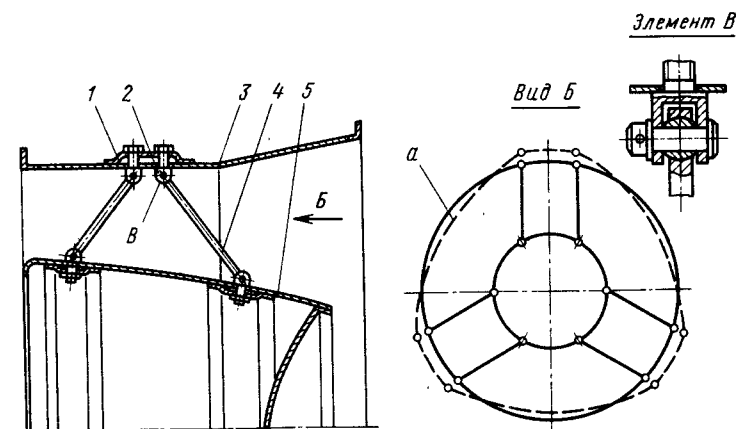


Рис. 9.7. Диффузор с креплением внутренней стенки на тягах:

1 — бандаж; 2 — шарнир крепления тяги; 3 — наружная стенка; 4 — тяга; 5 — внутренняя стенка; а — упругая линия бандажной наружной стенки, образовавшаяся в результате температурного расширения внутренней стенки и тяг

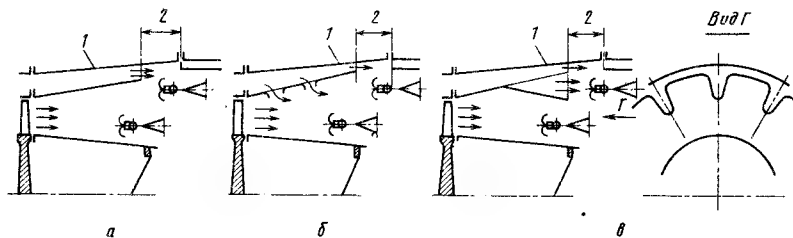


Рис. 9.8. Принципиальные схемы диффузоров форсажной камеры ТРДДФ: а — диффузор с кольцевым смесителем; б — диффузор с радиальным смесителем; в — диффузор с лепестковым смесителем; 1 — кольцевой канал охлаждающего воздуха; 2 — промежуток между смесителем и входом в канал охлаждения форсажной камеры

пенсацию разности температурных расширений. Компенсация в радиальном направлении осуществляется применением подвижного соединения пальцев 1 стоек 3 со сферическими втулками 2 наружной стенки 4 (рис. 9.6) или упругой деформацией бандажа 1 и наружной стенки 3 (рис. 9.7). Компенсации в осевом направлении для диффузора со стойками не требуется, так как пальцы стоек расположены в одной плоскости. Для диффузора с тягами осевая компенсация осуществляется благодаря шарнирному креплению тяги к стенкам.

Диффузор форсажной камеры для ТРДДФ со смешением потоков более сложен, чем для ТРДФ, так как включает в себя устройство для смешения потоков, так называемый смеситель, который предназначен для того, чтобы с минимальными гидравлическими потерями осуществить смешение холодного потока наружного контура с горячим потоком внутреннего. При этом должна быть достигнута приемлемая неравномерность смешанного потока перед стабилизаторами пламени.

Смесители выполняются по трем основным принципиальным схемам: кольцевой, радиальной и лепестковой (рис. 9.8), а также их сочетаниям. Наименьшие гидравлические потери имеет кольцевой смеситель, однако при этом возникают трудности с получением высокой полноты сгорания топлива вследствие большой радиальной неравномерности потока перед стабилизаторами пламени. Чтобы сохранить заданное распределение форсажного топлива по поперечному сечению камеры и не допустить падения полноты сгорания, необходимо с увеличением скорости полета увеличивать относительную подачу топлива в периферийную зону.

Наибольшее распространение получили лепестковые (карманные) смесители, позволяющие получить более выгодное распределение холодного воздуха наружного контура по сечению камеры.

При проектировании смесителя следует иметь в виду, что смеситель должен быть снабжен кольцевым каналом 1 (рис. 9.8) для подачи охлаждающего воздуха под тепловой экран форсаж-

ной камеры. При этом промежуток 2 между концом этого канала и входом в канал охлаждения должен быть выбран таким, чтобы избежать подсоса под тепловой экран горячего газа из внутреннего контура двигателя.

Стабилизаторы пламени обеспечивают стабильное положение фронта пламени в камере, удерживают его от сноса потоком газа. Турбулентная скорость распространения пламени, как известно, не превышает 10 ... 15 м/с, а скорость потока в конце диффузора, как указывалось выше, составляет 100 ... 180 м/с. Поэтому осуществить устойчивое горение топлива в форсажной камере невозможно без специальных устройств, которые называются стабилизаторами пламени. Наиболее широко применяются стабилизаторы в виде плохо обтекаемого тела — желоба V-образного профиля с углом при вершине 30 ... 60°, обращенным навстречу потоку, и расстоянием между выходными кромками 30 ... 60 мм. Этот размер называют полкой стабилизатора. Стабилизаторы, как правило, выполняются из листового материала. За стабилизатором пламени образуется зона обратных токов, в которой циркулируют продукты сгорания топлива с температурой порядка 1500 ... 2000 К. Поэтому внутри стабилизатора недопустимо располагать какие-либо неохлаждаемые элементы конструкции (болты, трубки и т. п.). Сама же стенка стабилизатора охлаждается снаружи набегающим потоком более холодного газа и форсажным топливом, которое подается перед стабилизатором. Зона обратных токов, благодаря очень высокой температуре газа в ней, служит источником тепла для непрерывного поджигания топливогазовой смеси, набегающей на стабилизатор, и удерживания фронта пламени от сноса.

Пламя, образованное воспламенившимися от зоны обратных токов частицами горючей смеси, распространяется по объему смеси и сносится потоком газа, образуя фронт пламени, расположенный под углом к направлению потока. Горючая смесь, протекающая на удалении от стабилизатора, воспламеняется при пересечении ею фронта пламени.

Стабилизаторы пламени в виде плохо обтекаемого V-образного профиля могут быть выполнены кольцевыми (см. рис. 9.8), радиальными (рис. 9.9) и радиально-кольцевыми (см. рис. 9.1). Выбор

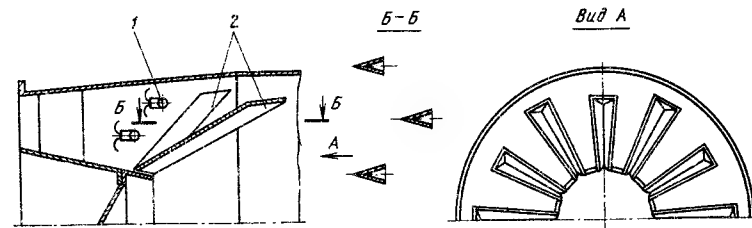


Рис. 9.9. Схема фронтального устройства с радиальными стабилизаторами пламени: 1 — топливные коллекторы с форсунками; 2 — радиальные стабилизаторы пламени

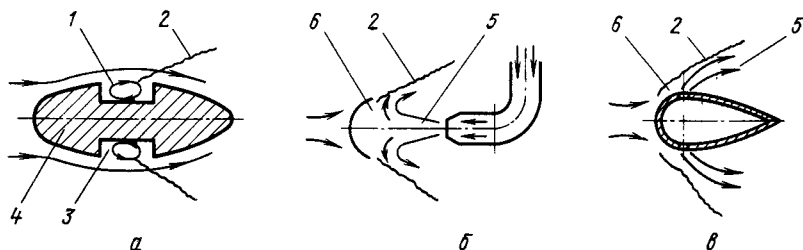


Рис. 9.10. Стабилизаторы пламени удобообтекаемой формы:

а — нишевый стабилизатор; б — аэродинамический стабилизатор на встречной воздушной струе; в — аэродинамический стабилизатор на поперечных струях; 1 — зона циркуляции; 2 — фронт пламени; 3 — ниша; 4 — стабилизатор; 5 — воздушная струя; 6 — критическая зона.

формы стабилизатора зависит от назначения и конструктивных особенностей двигателя и форсажной камеры. Так, для форсажной камеры ТРДФ наиболее часто применяются кольцевые стабилизаторы, а для форсажных камер ТРДДФ — радиально-кольцевые. Иногда форма стабилизаторов определяется необходимостью подавления вибрационного горения, о чем будет сказано ниже.

В качестве стабилизатора пламени может быть также использован и плохо обтекаемый срез внутренней стенки диффузора форсажной камеры (см. рис. 9.8, 9.9).

Число стабилизаторов определяется размерами форсажной камеры (диаметром и длиной зоны горения) и потребной степенью форсирования¹. Степень форсирования, например, 1,2 ... 1,3 при длине зоны горения 1300 ... 1500 мм может быть достигнута применением одного кольцевого стабилизатора пламени. Более высокая степень форсирования достигается применением большего количества стабилизаторов, которые образуют так называемую решетку стабилизаторов.

Стабилизаторы пламени существенно загромождают сечение форсажной камеры. Степень загромождения сечения для современных форсажных камер составляет 25 ... 35 %. С целью уменьшения гидравлических потерь на обтекание стабилизаторы пламени смещают относительно друг друга вдоль потока (эшелонируют) на величину двух-трех размеров полки стабилизатора. Стабилизатор, расположенный впереди остальных стабилизаторов, называют лидерным. Лидерным может быть как внутренний (см. рис. 9.8) или средний (см. рис. 9.2), так и наружный стабилизатор. Радиальные стабилизаторы эшелонируют чередованием углов наклона стабилизаторов относительно оси камеры (см. рис. 9.9).

При большой степени расширения и большом приведенном угле диффузора эшелонированные стабилизаторы помещают вну-

три выходной части диффузорного канала, благодаря чему предотвращается отрыв потока в диффузоре и снижаются гидравлические потери фронтального устройства в целом.

Кроме стабилизаторов V-образного профиля известны стабилизаторы других типов: нишевые стабилизаторы, аэродинамические на воздушных струях, форкамерные. Первые два типа стабилизаторов предназначены для снижения гидравлических потерь.

Нишевые стабилизаторы выполняются в виде выемок (ниш) в стенках камеры или специальных обтекаемых телах (рис. 9.10). В нишах образуется циркуляционная зона 1, заполненная горячим газом, с помощью которой и поддерживается устойчивое горение.

Аэродинамическая стабилизация пламени осуществляется с помощью воздушных струй, вдуваемых в газовый поток форсажной камеры через отверстия различной формы навстречу или под некоторым углом к потоку (см. рис. 9.10, б, в). Воздух отбирается от компрессора двигателя и на нефорсированных режимах работы двигателя может быть выключен. У вершины воздушной струи возникает горячая критическая зона, которая и является источником стабилизации пламени. Для существенного расширения зоны устойчивой работы в сторону бедной смеси в воздушную струю может быть подана некоторая часть форсажного топлива.

Однако, несмотря на ряд преимуществ, нишевые и аэродинамические стабилизаторы не получили распространения в форсажных камерах турбореактивных двигателей вследствие сложности организации охлаждения нишевых стабилизаторов и понижения экономичности двигателя в связи с необходимостью отбора воздуха за компрессором для питания аэродинамической стабилизации пламени.

Форсажные камеры некоторых ТРДДФ снабжены форкамерными стабилизаторами пламени. Это связано с трудностями получения устойчивого воспламенения и горения топлива в форсажных камерах двухконтурных двигателей с помощью простых V-образных стабилизаторов. Форкамера представляет собой миниатюрную камеру, в которой создано течение с малой скоростью (10 ... 20 м/с), благодаря чему обеспечивается хорошее воспламенение и устойчивое горение. Горячий газ из форкамеры направляется в зоны форсажной камеры, где воспламенение и горение затруднено. Пример форкамерного стабилизатора приведен на рис. 9.11.

Система смесеобразования предназначена для ввода жидкого топлива в форсажную камеру, распыления его в потоке газа для образования горючей смеси и при необходимости испарения, а также для создания требуемого распределения топлива между стабилизаторами и по поперечному сечению камеры. Система содержит подводящие трубопроводы и коллекторы, форсунки для распыла топлива (распылители) и устройства для испарения жидкого топлива (карбюраторы).

¹) Степень форсирования — отношение тяги двигателя на режиме форсирования к тяге на нефорсированном режиме при одинаковой температуре газа перед турбиной.

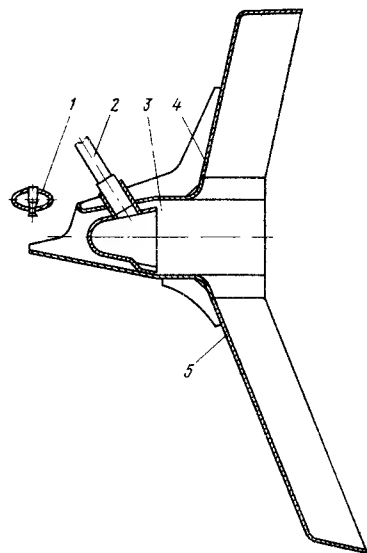


Рис. 9.11. Форкамерный стабилизатор пламени:

1 — топливный коллектор с форсунками; 2 — запальная свеча; 3 — форкамера; 4, 5 — радиальные стабилизаторы

Подводящие трубопроводы и коллекторы выполняются из цельнотянутых трубок, соединенных между собой с помощью резьбовых nippleных соединений, сварки или пайки, причем nippleные резьбовые соединения внутри форсажной камеры, как правило, не применяются ввиду их недостаточной надежности по герметичности соединения. Коллекторы и стабилизаторы наиболее часто устанавливаются в следе друг за другом, при этом

форсунка располагается на некотором расстоянии (100 ... 150 мм) впереди стабилизатора. Это делается для того, чтобы до подхода к задней кромке стабилизатора получить перемешивание топлива с наибольшим количеством газа (наибольший размер поперечного сечения факела топлива) и испарение значительной части капель жидкого топлива. Капли топлива, попадающие на поверхность стабилизатора, образуют жидкую пленку, которая охлаждает стабилизатор и, стекая с задних кромок, обогащает зону обратных токов, благодаря чему расширяется диапазон устойчивого горения в форсажной камере.

Распыливание жидкого топлива производится с помощью центробежных или струйных форсунок, которые обычно приваривают к коллекторам. Примеры конструкций центробежных форсунок показаны на рис. 9.12 [24, 35]. Форсунки располагают на-

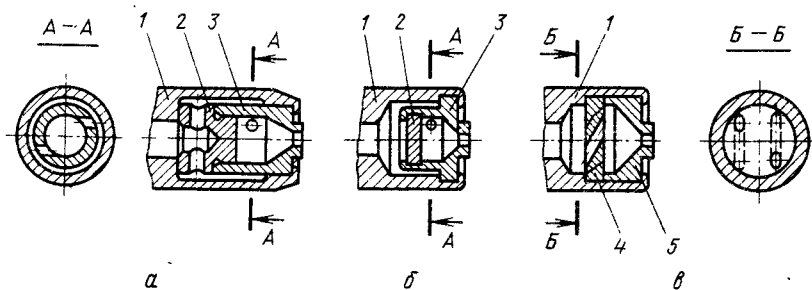


Рис. 9.12. Конструктивные схемы центробежных форсунок:

а, б — с совмещенным завихрителем и соплом; а — с разделительными соплом и завихрителем; 1 — корпус форсунки; 2 — заглушка; 3 — сопло-завихритель; 4 — завихритель; 5 — сопло

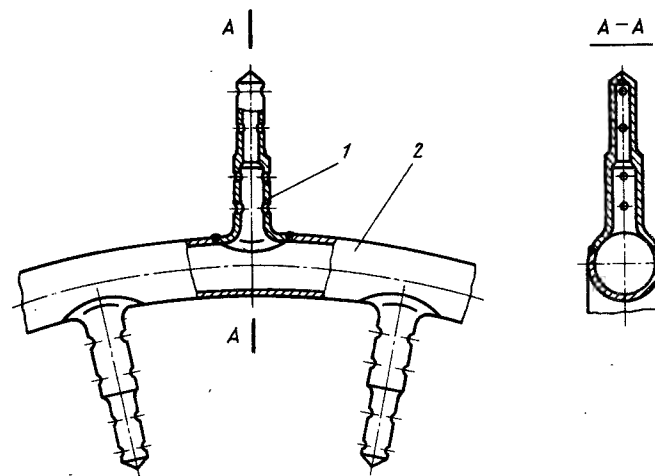


Рис. 9.13. Коллектор со струйными форсунками-распылителями: 1 — форсунка-распылитель; 2 — коллектор

встречу потоку газа для получения меньшего диаметра капель топлива благодаря дроблению их встречным потоком.

В связи с тем, что скорость газового потока в месте расположения форсунок весьма велика, удовлетворительную мелкость распыливания можно получить с помощью струйных форсунок-распылителей. Пример конструкции такого распылителя показан на рис. 9.13. Оси отверстий струйных форсунок диаметром 0,3 ... 0,8 мм, как правило, располагают поперек или под некоторым углом к направлению потока. Дробление струи топлива на капли происходит под действием газового потока.

Для повышения равномерности распределения топлива иногда применяют ударно-струйные форсунки, для чего перед отверстиями форсунок устанавливают отбойную пластинку (рис. 9.14). Струя топлива, ударяясь о пластинку, равномерно растекается вдоль нее и поступает в поток газа.

Большое значение для воспламенения и горения топлива имеет стабильность локального состава смеси вблизи стабилизатора [18]. При изменении режимов работы двигателя существенно меняется давление топлива, а следовательно, скорость истечения топлива из форсунки, конфигурация топливного факела и мелкость распыла, что приводит к изменению локального состава смеси вблизи стабилизатора. Задача достижения необходимой стабильности может быть решена применением форсунок с изменяемым проходным сечением сопла. В коллекторе с такими форсунками (рис. 9.15) площадь отверстия изменяется вследствие движения иглы 3 относительно отверстия 2 при упругой деформации коллектора 4 под действием давления. При увеличении давления игла 3 опускается вниз и площадь проходного сечения отверстия 2

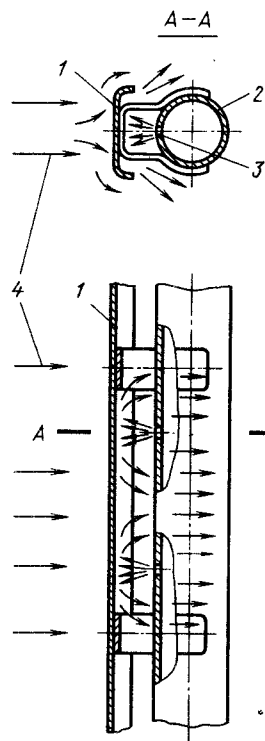


Рис. 9.14. Коллектор с ударно-струйными форсунками:

1 — отбойная пластина; 2 — коллектор; 3 — отверстие форсунок; 4 — направление потока газа

увеличивается. Там же на рис. 9.15 показаны сравнительные расходные характеристики форсунок постоянной и изменяемой геометрии.

Для обеспечения устойчивого и эффективного горения форсажного топлива в широком диапазоне высот и скоростей полета самолета (изменение расхода топлива в 10 ... 15 раз) и степени форсирования (от 1,1 ... 1,2 до 1,5 ... 1,7) применяют многокаскадную систему подачи топлива в форсажную камеру. С этой целью во фронтовом устройстве перед стабилизаторами пламени устраивают по несколько коллекторов с форсунками (рис. 9.16). При большом расходе форсажного топлива включены оба каскада коллекторов. При снижении расхода топлива (увеличении высоты или снижении скорости полета) до определенной величины

второй каскад коллекторов 3 (рис. 9.16) отключают, давление в первом каскаде 2 увеличивается. Увеличение расхода топлива восстанавливает подачу топлива во второй каскад. Изменение степени форсирования осуществляется изменением расхода топлива при перемещении рычага управления двигателем (РУД) в пределах форсажных режимов. При перемещении РУД в сторону

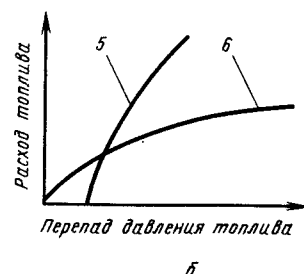
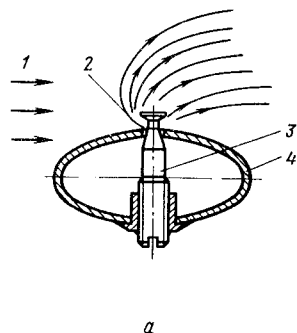


Рис. 9.15. Форсунка изменяемой геометрии:

а — форсунка; б — расходные характеристики форсунок; 1 — направление потока газа; 2 — отверстие; 3 — игла регулировочная; 4 — коллектор; б — форсунка постоянной геометрии

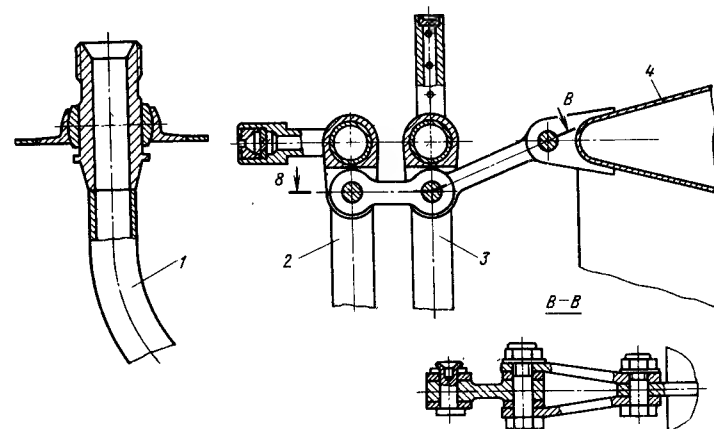


Рис. 9.16. Стабилизатор пламени с двумя каскадами топливных коллекторов: 1 — труба подвода топлива к коллектору; 2 — коллектор 1-го каскада; 3 — коллектор 2-го каскада; 4 — стабилизатор пламени

уменьшения степени форсирования по сигналу определенного положения РУД отключается подача топлива на некоторые из стабилизаторов фронтового устройства, например на внутренний или наружный. При обратном движении РУД подача топлива восстанавливается.

Таким приемом удастся сохранить локальный состав смеси вблизи стабилизаторов в пределах зоны устойчивого горения и удовлетворительное распределение топлива по сечению форсажной камеры.

В настоящее время получили широкое распространение устройства для испарения жидкого топлива, так называемые карбюраторы, расположенные внутри стабилизатора (рис. 9.17) и предназначенные для обеспечения устойчивой работы форсажной камеры на бедных смесях ($\alpha_2 > 3$). Внутри стабилизатора 6 расположена трубка 2, снабженная заборным патрубком 3, через

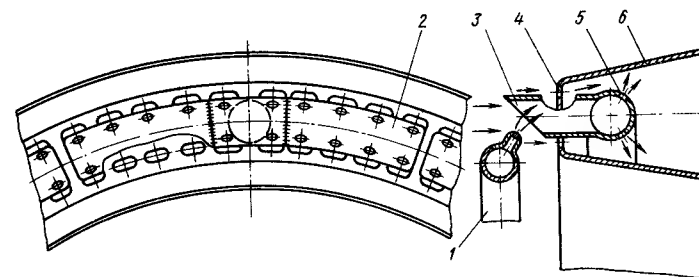


Рис. 9.17. Стабилизатор с карбюратором:

1 — коллектор с форсунками карбюраторов; 2 — трубка карбюратора; 3 — заборник карбюратора; 4 — отверстия подачи газа в зону циркуляции; б — отверстия подачи карбюраторной смеси в зону циркуляции; б — стабилизатор

который в трубку 2 поступает газ из встречного потока и топливо через форсунку 1. В трубке 2 топливо испаряется, перемешивается с газом и образовавшаяся однородная смесь через отверстия 5 вытекает в зону циркуляции стабилизатора. В стенке стабилизатора выполнены отверстия 4, через которые к струйкам однородной смеси из отверстия 5 вытекают струйки газа из основного потока. Трубка 2, хотя и расположена в горячей зоне циркуляции, не выгорает, так как охлаждается топливом, поступающим из форсунки 1.

Конструкция фронтного устройства, а также и других элементов форсажной камеры должна быть выполнена с учетом компенсации температурных расширений на различных режимах работы. На бесфорсажных режимах работы температура внутренней стенки диффузора, стабилизаторов и коллекторов примерно одинакова, так как все эти элементы омываются потоком газа за турбиной. На режиме форсажа температура стенок диффузора практически не изменяется, температура стабилизаторов повышается на $200 \dots 300^\circ$ вследствие подогрева его горячими продуктами сгорания, циркулирующими в зоне обратных токов, а температура топливных коллекторов и трубопроводов снижается на $300 \dots 400^\circ$ в результате охлаждения их топливом. При отключении одного из каскадов возникает разность температур между коллекторами. Возникающая при этом разность температурных расширений, чтобы не допустить деформации и высоких напряжений в элементах конструкции, должна быть компенсирована возможностью свободного относительного перемещения этих элементов. С этой целью крепление стабилизаторов к корпусу диффузора и коллекторов к стабилизаторам или корпусу диффузора, а также коллекторов между собой производится с помощью шарнирных звеньев, как это, например, показано на рис. 9.16. Вывод трубопроводов подвода топлива к коллекторам также производится с помощью подвижных сферических соединений.

9.4.2. Жаровая труба

Жаровая труба представляет собой тонкостенную цилиндрическую или коническую оболочку, ограничивающую определенный объем, необходимый для сгорания форсажного топлива. Передним концом жаровая труба крепится к корпусу фронтного устройства форсажной камеры, сзади к жаровой трубе присоединяется регулируемое реактивное сопло. Наружная стенка жаровой трубы обычно выполняется из листового жаропрочного материала, однако в форсажных камерах ТРДДФ для снижения массы наружную стенку часто выполняют из листового титанового сплава. Длина жаровой трубы составляет $1,2 \dots 2,0$ м, диаметр до $1,2 \dots 1,5$ м.

Важнейшее значение для конструкции жаровой трубы имеет обеспечение необходимой температуры ее оболочки. С этой целью,

во-первых, распределение топлива по сечению форсажной камеры выполняют неравномерным — уменьшают подачу топлива в периферийный слой газового потока, во-вторых, организуют охлаждение наружной оболочки с помощью газового потока, выходящего из турбины, воздуха второго контура и отбора воздуха из внешнего потока, обтекающего самолет.

На рис. 9.18 показана жаровая труба форсажной камеры с присоединенным к ней регулируемым соплом. Для организации охлаждения наружной оболочки внутри жаровой трубы установлен теплозащитный экран 1. Между оболочкой 2 и экраном течет относительно холодный газ, вытекающий из турбины. Кроме того, экран защищает оболочку от нагрева излучением газового потока внутри форсажной камеры. Передняя часть экрана 3 используется обычно в качестве антивибрационного экрана.

Снаружи оболочка жаровой трубы обдувается воздухом, который отбирается из внешнего потока, обтекающего самолет, через воздухозаборник или специальные патрубки. Для этой цели снаружи устанавливают кожух 4, который одновременно защищает конструкцию самолета от излучения горячей оболочки жаровой трубы.

Однако кроме оболочки необходимо защитить от перегрева и сам теплозащитный экран. Для этого применяют заградительное охлаждение экрана следующих видов:

- 1) щелевого типа (поз. 5 на рис. 9.19).
- 2) «терочного» типа (рис. 9.19, а).
- 3) мелкоперфорированной стенки (рис. 9.19, б).

Охлаждение щелевого и «терочного» типов применяют при малом перепаде давления между каналом охлаждения и основным потоком в форсажной камере, поэтому такой тип охлаждения наиболее часто встречается в передней части жаровой трубы. В задней части, где перепад давления увеличивается вследствие уменьшения статического давления в основном потоке, связанного с подогревом газа, применяют перфорирование экрана мелкими отверстиями. Это наиболее эффективный способ защитного охлаждения теплового экрана.

В форсажных камерах двухконтурных двигателей организовать систему охлаждения жаровой трубы легче, чем на одноконтурных, так как температура охлаждающего воздуха значительно ниже. Иногда для этой цели используют весь воздух второго контура.

Конструкция экранов жаровой трубы должна предусматривать компенсацию разности тепловых расширений экранов относительно оболочки, к которой они крепятся. В осевом направлении это может быть достигнуто благодаря тому, что отверстия 8 в экранах, через которые проходят болты крепления, выполняют овальными (кроме одного, фиксирующего пояса крепления).

Для компенсации температурного расширения в радиальном направлении экраны выполняют с продольными гофрами (зигами),

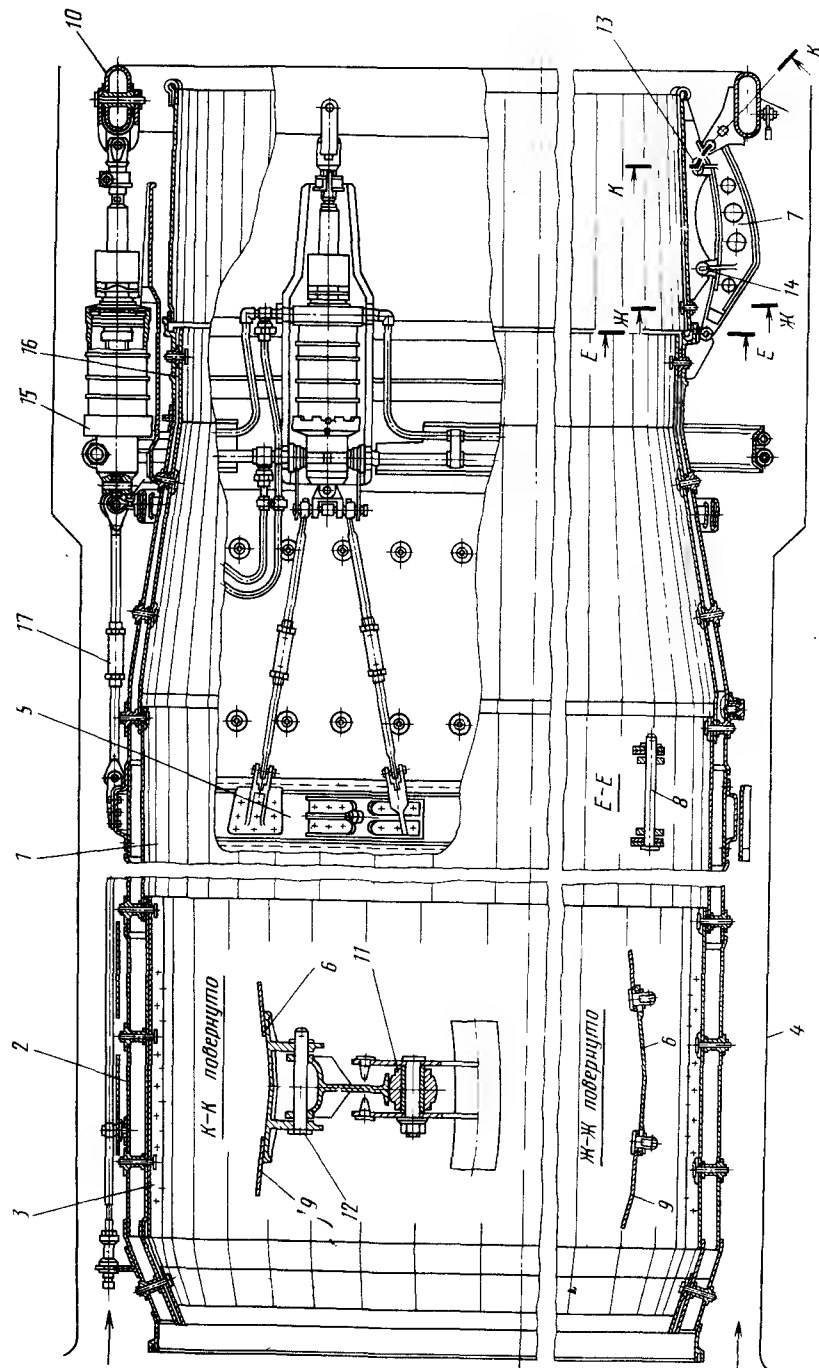


Рис. 9.18. Жаровая труба и регулируемое сопло ТРДФ:

1 — теплозащитный экран; 2 — оболочка; 3 — антивибрационный экран; 4 — кожух; 5 — подвеска; 6 — створка; 7 — кулачок; 8 — шарнир; 9 — проставка (подставка); 10 — кольцо створки; 11 — ролик; 12 — ось; 13, 14 — овалы отверстия; 15 — гидроцилиндр; 16 — фланец задний; 17 — тяга

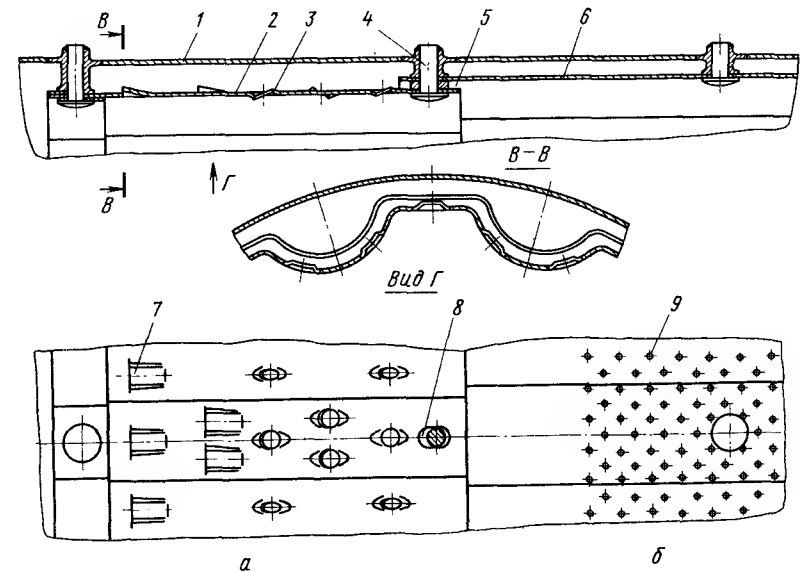


Рис. 9.19. Виды заградительного охлаждения экранов:

а — охлаждение «терочного» типа; б — мелкоперфорированная стенка; 1 — оболочка наружная; 2, 6 — экраны теплозащитные; 3 — отверстия с отбортовкой; 4 — болт крепления экрана; 5 — щель; 7 — просечки для охлаждающего воздуха; 8 — овалы отверстия; 9 — перфорация

которые при нагреве деформируются в пределах упругости материала.

Нередко жаровая труба присоединяется к корпусу фронтального устройства с помощью телескопического соединения 11 (см. рис. 9.5). В этом случае жаровая труба имеет дополнительную подвеску 5 (см. рис. 9.18) к самолету. Такое соединение применяют для форсажных камер одноконтурных двигателей, чтобы уменьшить силовую нагрузку на двигатель от более тяжелой, чем на двухконтурном двигателе, форсажной камеры.

9.4.3. Пусковые устройства

Форсажная камера должна надежно запускаться в широком диапазоне давления и температуры газового потока, набегающего на фронтальное устройство. При давлении порядка 0,2 МПа и температуре 800 °С и выше камера запускается при помощи самовоспламенения форсажного топлива. Для запуска на большой высоте и малой скорости полета, т. е. при низких давлении и температуре газового потока, а также на режиме приемистости двигателя с малого газа, когда в момент подачи форсажного топлива стабилизаторы форсажной камеры еще не прогрелись, необ-

ходимо применять специальные пусковые устройства. К числу пусковых устройств относятся:

- запальные электрические свечи;
- воспламенители различных типов;
- «огневая дорожка»;
- каталитические пусковые устройства.

Электрические запальные свечи для запуска форсажных камер работают от мощных источников высокого напряжения и обеспечивают искровой разряд с энергией до 1 Дж. Свечи устанавливают в зоне малой скорости потока, например в форкамерном стабилизаторе (см. рис. 9.11) вблизи специальной пусковой форсунки. Факел пламени, выбрасываемый из зоны расположения свечи, направляется в зону циркуляции стабилизатора и далее распространяется по всему фронтальному устройству.

Пусковой воспламенитель представляет собой миниатюрную камеру сгорания с малой скоростью потока внутри, автономной системой топливоподачи в нее и свечей зажигания. В качестве рабочего тела воспламенителя применяют либо горячий газ, отбираемый из потока газа за турбиной, либо воздух, отбираемый за компрессором двигателя. Топливо в воспламенитель подается в первом случае от форсажной топливной системы, во втором — от топливной системы основной камеры двигателя.

Воспламенитель может располагаться на наружной стенке корпуса диффузора, в газовом потоке, а также во внутреннем конусе. Пример воспламенителя с отбором газа из потока за турбиной, установленного на наружной стенке, показан на рис. 9.5 (поз. 4).

Для получения пускового топлива высокой тонкости распыла (до 20 ... 40 мкм) применяют специальные пневматические форсунки с ультразвуковым распылом (рис. 9.20). Источником ультразвуковых колебаний является струйный генератор 3. К штуцеру 1 подводится воздух от компрессора, к штуцеру 2 — топливо от топливной системы основной или форсажной камер. Струйки топлива, вытекающие из отверстий 4, дробятся на мельчайшие капли с помощью энергии ультразвуковых колебаний.

Одной из наиболее простых и обладающих большой тепловой мощностью является факельная система запуска форсажной камеры, получившая название «огневая дорожка». В конце жаровой трубы основной камеры сгорания двигателя устанавливают струйную форсунку, направленную в сторону турбины. При проходе через турбину пусковое топливо испаряется и под действием высокой температуры газа воспламеняется, образуя в турбине и за ней мощный факел. В многоступенчатых турбинах для усиления факела за турбиной устанавливают дополнительную форсунку, включаемую одновременно с первой. «Огневую дорожку» включают кратковременно, на 0,3 ... 0,5 с, чтобы не допустить сильного теплового воздействия на сопловые лопатки турбины.

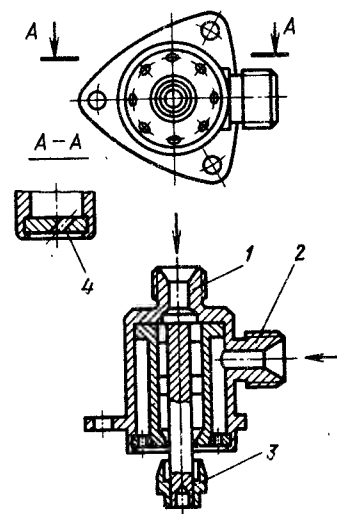


Рис. 9.20. Ультразвуковая форсунка: 1 — штуцер подвода воздуха; 2 — штуцер подвода топлива; 3 — струйный генератор ультразвука; 4 — отверстие подачи топлива

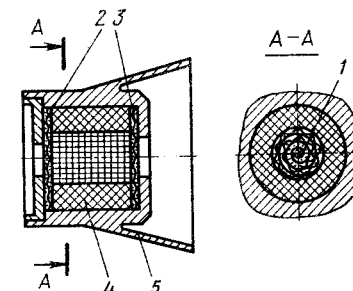


Рис. 9.21. Каталитическое пусковое устройство:

1 — каталитический элемент; 2, 3 — защитные сетки; 4 — керамическая втулка

Для запуска форсажных камер, особенно на режимах с низкой температурой газа на входе в нее, применяют каталитические устройства (рис. 9.21).

В корпусе, вмонтированном в стабилизатор 5, помещена керамическая втулка 4, внутри которой находится каталитический элемент 1 в виде свернутой в рулон сетки из сплава платины и родия и двух защитных сеток 2 и 3 из такого же материала. Пусковое топливо подается на некотором расстоянии впереди пускового устройства. Топливо-воздушная смесь проходит через каталитический элемент и при контакте с катализатором воспламеняется.

9.5. ПОНЯТИЕ О ВИБРАЦИОННОМ ГОРЕНИИ И СРЫВНЫХ РЕЖИМАХ ФОРСАЖНОЙ КАМЕРЫ

В форсажной камере может возникать особый режим работы, сопровождаемый колебаниями давления газа с большой амплитудой и частотами 50 ... 5000 Гц. Этот режим получил название «вибрационное горение». Наличие вибрационного горения можно обнаружить по характерному звуку («визгу») и по быстрому разрушению стенок, экранов и других элементов форсажной камеры.

Различные виды вибрационного горения представляют собой достаточно широко распространенный и в ряде случаев трудноустраняемый дефект в организации процесса горения.

Во время вибрационного горения имеют место акустические колебания, которые по частоте, характеру распространения в камере и формам можно разделить на продольные, поперечные, радиальные, тангенциальные.

Для подавления высокочастотных колебаний газа с успехом применяются перфорированные антивибрационные экраны (см.

рис. 9.18), играющие роль акустических резонансных поглотителей, настроенных на подавление колебаний определенной частоты. Однако эти экраны обладают тем существенным недостатком, что их эффективность резко снижается при уменьшении частоты колебаний. Поэтому подавление низкочастотных колебаний (например продольных) представляет собой в настоящее время наиболее трудную задачу, методы решения которой приходится отыскивать в каждом конкретном случае.

Это могут быть: смещение зоны максимального тепловыделения, изменение распределения топлива в поперечном сечении, изменения формы и эшелонирования стабилизаторов, изменение скорости газового потока, введение различных перегородок вблизи зоны горения и т. п.

Каждая форсажная камера имеет определенные концентрационные пределы устойчивого горения между «бедным» и «богатым» срывами пламени. Эти пределы сужаются при снижении давления, увеличении скорости и снижении температуры газа в камере. Вблизи срывов пламени возникают режимы неустойчивого горения, которые можно также отнести к вибрационному горению. Эти режимы связаны с местными погасаниями и повторными воспламенениями отдельных очагов горения вследствие неравномерности распределения топлива вдоль кромок стабилизаторов. Частота таких колебаний 30 ... 100 Гц.

9.6. К РАСЧЕТУ ДЕТАЛЕЙ ФОРСАЖНОЙ КАМЕРЫ НА ПРОЧНОСТЬ

Наиболее нагруженные элементы форсажной камеры — это фланцы и оболочки корпусов. Определяющими нагрузками на них являются:

- радиальные и осевые силы, возникающие от действия перепада давления на стенки;
- нагрузки, возникающие вследствие неравномерного распределения температур по длине и толщине фланцев и оболочек.

Вследствие интенсивного нагрева изнутри горячим газом и охлаждения снаружи с помощью вентиляционного обдува в гондоле двигателя распределение температур на фланце и оболочке оказывается существенно неравномерным. Для снижения этой неравномерности фланец изнутри можно защитить экраном. На рис. 9.22 показано типовое температурное поле корпуса и фланца защи-

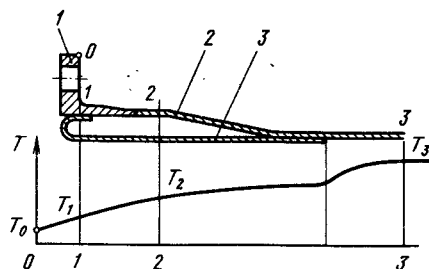


Рис. 9.22. Температурное поле материала оболочки и фланца:
1 — фланец; 2 — оболочка; 3 — экран

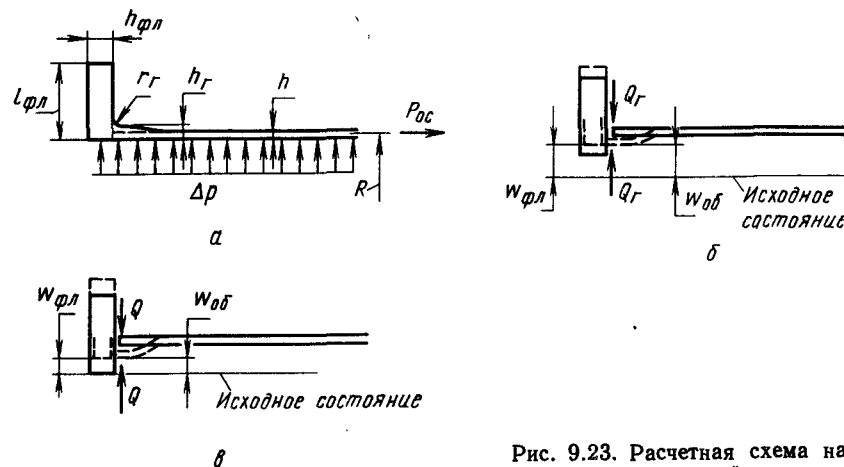


Рис. 9.23. Расчетная схема нагрузок и деформаций

щенного экраном, полученное по результатам термометрирования.

На рис. 9.23 показана схема силовой нагрузки (а) на оболочку с фланцем и схема деформаций оболочки от силовой (в) и температурной (б) нагрузок.

В расчете принято, что угол поворота фланца равен нулю, так как он притянут болтами к жесткому корпусу и во много раз более жесткий, чем оболочка. Задача решается из условий равенства радиальных перемещений оболочки и фланца ($w_{об} = w_{фл}$) и равенства нулю угловых перемещений. Жесткость оболочки оценивается из значения толщины (h) без учета геометрии галтели (h_t и r_t).

Радиальные перемещения фланца и оболочки от температурной неравномерности и действия возникающей при этом перерезывающей силы (Q_T)

$$w_{фл} = w_{фл1} + w_{фл2} = \alpha_{фл} T_{фл} R + \frac{Q_T}{F_{фл}} \frac{R^2}{E_{фл}};$$

$$w_{об} = w_{об1} + w_{об2} = \alpha_{об} T_1 R - \frac{Q_T}{4\beta^3 D},$$

где $w_{фл1}$, $w_{об1}$ — температурные перемещения фланца и оболочки; $w_{фл2}$, $w_{об2}$ — перемещения фланца и оболочки от действия перерезывающей силы Q_T ; $\alpha_{фл}$, $\alpha_{об}$ — коэффициенты линейного расширения материала фланца и оболочки; $T_{фл} = \frac{T_0 + T_1}{2}$ — средняя температура фланца; $\beta = \frac{1,285}{\sqrt{Rh}}$; $D = \frac{E_{об} h^3}{12(1-\mu^2)}$ — жесткостные параметры оболочки; $F_{фл} = l_{фл} h_{фл}$ — площадь сечения фланца; $E_{фл}$, $E_{об}$ — модули упругости материала фланца и оболочки; μ — коэффициент Пуассона.

Из равенства радиальных перемещений $w_{\phi\lambda} = w_{o\phi}$ определяем перерезывающую силу:

$$Q_T = \frac{\alpha_{o\phi} T_1 R - \alpha_{\phi\lambda} T_{\phi\lambda} R}{\frac{R^2}{F_{\phi\lambda} E_{\phi\lambda}} + \frac{1}{4\beta^3 D}}.$$

Изгибающий момент в сечении стыка оболочки и фланца [8]

$$M_T = \frac{Q_T}{2\beta}.$$

Напряжение изгиба с учетом концентрации в галтели

$$\sigma_T = \frac{6M_T}{h_r^2} k,$$

где $k = 1 + 0,18 \left(\frac{h_r}{r_r}\right)^{0,8}$ — коэффициент концентрации напряжений в галтели фланца.

Радиальные перемещения фланца и оболочки от действия силовой нагрузки и перерезывающей силы Q_p :

$$w_{\phi\lambda} = \frac{Q_p R^2}{E_{\phi\lambda} F_{\phi\lambda}};$$

$$w_{o\phi} = w_{o\phi\delta} - w_{o\phi\lambda} = \frac{\Delta p R^2}{h E_{o\phi}} - \frac{Q_p}{4\beta^3 D},$$

где $w_{o\phi\delta}$ — перемещение оболочки от действия двигателя; $w_{o\phi\lambda}$ — перемещение оболочки от действия перерезывающей силы Q_p .

Перемещением фланца от действия давления пренебрегаем в виду его малости.

Из равенства радиальных перемещений $w_{\phi\lambda} = w_{o\phi}$ определяем перерезывающую силу:

$$Q_p = \frac{\frac{\Delta p R^2}{h E_{o\phi}}}{\frac{R^2}{E_{\phi\lambda} F_{\phi\lambda}} + \frac{1}{4\beta^3 D}}.$$

Изгибающий момент в сечении стыка оболочки и фланца

$$M_p = Q_p / (2 \cdot \beta).$$

Напряжение изгиба с учетом концентрации в галтели и осевой нагрузки P

$$\sigma_p = \frac{6M_p}{h_r^2} k - \frac{p}{2\pi R h_r}.$$

Суммарное напряжение составляет

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_T + \sigma_p.$$

Запас прочности

$$n_{\Sigma} = \sigma_{\tau}^T / \sigma_{\Sigma},$$

где σ_{τ}^T — предел длительной прочности материала для заданных температуры и времени работы на расчетном режиме.

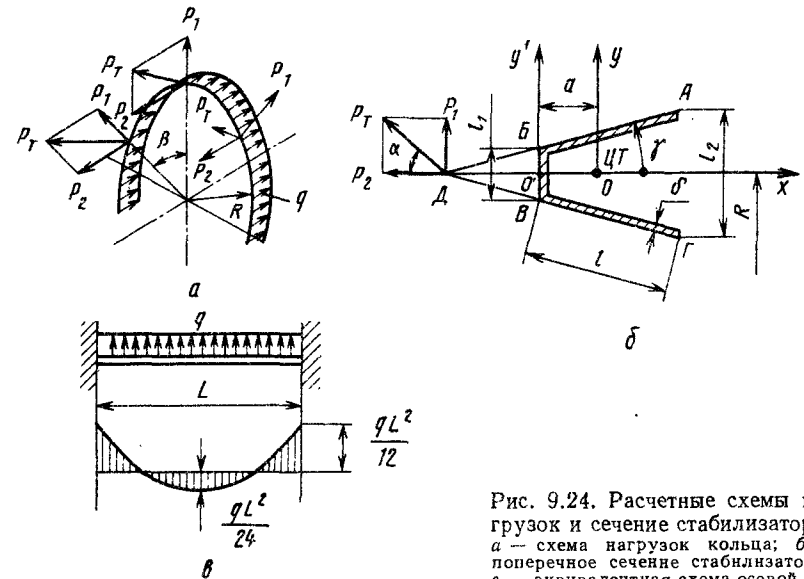


Рис. 9.24. Расчетные схемы нагрузок и сечение стабилизатора: а — схема нагрузок кольца; б — поперечное сечение стабилизатора; в — эквивалентная схема осевой нагрузки пролета

Для фланцев форсажной камеры запас прочности составляет $n_{\Sigma} = 1,5 \dots 2,0$.

Расчет оболочек жаровой трубы и диффузора форсажной камеры производится только от действия перепада давления на оболочке:

$$\sigma = \frac{\Delta p R}{h}.$$

Запас прочности и в этом случае должен составлять $1,5 \dots 2,0$. Толщина оболочки в выполненных конструкциях обычно равна $1,0 \dots 1,5$ мм.

Действие осевых сил в расчет не принимается из-за малости возникающих при этом напряжений.

Одной из характерных деталей форсажной камеры является кольцевой стабилизатор пламени. Он представляет собой листовое кольцо У-образного сечения, прикрепленное к корпусу диффузора с помощью 6 ... 18 шарнирных тяг. Точку крепления шарнирных тяг на стабилизаторе обычно выбирают в центре жесткости его разомкнутого поперечного сечения, который находится в точке пересечения образующих наружной и внутренней поверхностей стабилизатора (точка Д на рис. 9.24, б).

Стабилизатор, представляющий собой замкнутое кольцо, нагружен осевой равномерно распределенной нагрузкой от действия газовой силы q . Эта сила уравновешена силами реакции от тяг крепления стабилизатора P_T , которые можно разложить на радиальные P_1 и осевые P_2 составляющие.

Максимальные изгибающие моменты в плоскости кольца возникают в плоскостях действия сил [8]

$$-M_1 = P_1 R \left(\frac{1}{\beta} - \frac{1}{2} \frac{1}{\operatorname{tg} \frac{\beta}{2}} \right).$$

Растягивающие или сжимающие усилия в этом сечении составляют

$$-N_1 = P_1 \cdot \frac{1}{2} \frac{1}{\operatorname{tg} \frac{\beta}{2}}.$$

В крайних точках сечения стабилизатора A и Γ (рис. 9.24, б) напряжения

$$\sigma_{1A}(\Gamma) = \frac{M_1}{W_{xA}(\Gamma)} + \frac{N_1}{F},$$

где $F = \delta(2l + l_1)$ — площадь сечения стабилизатора (рис. 9.24, б); $W_{xA}(\Gamma) = \frac{J_x}{l_2/2}$ — момент сопротивления изгибу в точке A (Γ) относительно оси xx ; $J_x = \delta \left[\frac{l_1^3}{12} + 2 \frac{l^3}{12} \sin^2 \gamma + 2l \left(\frac{l_1 + l_2}{4} \right)^2 \right]$ — момент инерции сечения относительно оси $O'x$.

Для определения напряжений от нагрузок в направлении, перпендикулярном к плоскости кольца, пролет между соседними силами P_2 представим в виде прямой балки, защемленной по концам и нагруженной распределенной нагрузкой q . При числе пролетов $z \geq 6$ такое упрощение допустимо, так как влияние кривизны незначительно.

В этом случае максимальный изгибающий момент возникает в начале и конце пролета и составляет $M_2 = qL^2/12$, где $L = \frac{2\pi R}{z}$ (z — число пролетов).

В точках A и Γ напряжения сжимающие:

$$\sigma_{2A}(\Gamma) = \frac{M_2}{W_{yA}(\Gamma)},$$

где $W_{yA}(\Gamma)$ — момент сопротивления изгибу в точке A (Γ) относительно оси Oy ,

$$W_{yA}(\Gamma) = \frac{J_y}{l \cos \gamma - a}.$$

Здесь

$$J_y = \delta \left[l_1 a^2 + 2 \frac{l^3}{12} \sin^2 (90 - \gamma) + 2l \left(\frac{l \cos \gamma}{2} - a \right)^2 \right]$$

— момент инерции сечения относительно оси Oy , где $a = \frac{S_{y'}}{F} = \frac{(l \cos \gamma)^2}{2l + l_1}$; $S_{y'}$ — статический момент сечения относительно оси $O'y'$.

Суммарное напряжение в точке A (Γ)

$$\sigma_{\Sigma A}(\Gamma) = \sigma_{1A}(\Gamma) - \sigma_{2A}(\Gamma).$$

Запас прочности

$$n_{\Sigma} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\Sigma}}.$$

Для стабилизаторов форсажной камеры запас прочности составляет $n_{\Sigma} = 1,5 \dots 2,5$.

9.7. МАТЕРИАЛЫ ДЕТАЛЕЙ ФОРСАЖНОЙ КАМЕРЫ

Для изготовления деталей форсажной камеры в основном применяются жаропрочные материалы. Материалы выбираются в зависимости от условий работы и температуры элементов форсажной камеры. Так, например, для изготовления корпуса диффузора, корпуса жаровой трубы и экранов форсажных камер ТРДФ, работающих при высокой температуре, достигающей $900 \dots 1100^\circ$, применяют листовой материал ХН60В (ЭИ868). В то же время наружные корпуса и смесители форсажных камер ТРДДФ, температура которых благодаря интенсивному охлаждению воздухом второго контура не превышает $300 \dots 400^\circ$, изготовляют из листового титанового сплава ОТ4-1 и ВТ-20. Механические свойства сплавов ОТ4-1 и ВТ20 приведены в табл. 9.1

Трубопроводы и топливные коллекторы обычно выполняют из труб 1Х18Н9Т (Я1Т), а для нагреваемых до температуры $950 \dots 1100^\circ \text{C}$ — из труб ХН60В (ЭИ868). Соединение труб между собой или с арматурой выполняют сваркой или пайкой жаростойким припоем типа ВПр-1.

Материалы, применяемые для изготовления форсажных камер, должны быть стойкими к действию теплосмен и короблению. Детали, например, топливных коллекторов подвергаются резким, в течение $1 \dots 2$ с, изменениям температуры от $900 \dots 1000$ до $100 \dots 200^\circ \text{C}$. В этом отношении преимущество имеют материалы, которые при высокой жаропрочности обладают меньшим коэффициентом линейного расширения и большей теплопроводностью.

При выборе материала следует учитывать иногда и величину температуры плавления. Это относится к деталям, подвергающимся

Таблица 9.1

Сплав	Температура испытаний, $^\circ \text{C}$	σ_B , МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ_b , %	δ_{10} , %
ОТ4-1	20	600 ... 750	470 ... 600	20	—
ВТ20	20	950 ... 1100	850 ... 1050	12	10 ... 20
ОТ4	350	490 ... 520	420 ... 460	—	10 ... 13
ВТ20	350	700	600	—	—

нагреву до 1100 ... 1200 °С при относительно низкой нагрузке. Так, например, болты 4 (см. рис. 9.19) крепления экрана лучше выполнять из материала Х20Н80Т (ЭИ435), так как температура плавления его на 30 ... 50 °С выше, чем у других жаропрочных материалов.

Для защиты от газовой коррозии при высокой температуре таких деталей, как стабилизаторы и тепловые экраны, часто применяют покрытие тугоплавкой эмалью ЭВ55. Поверхность деталей покрывают тонким слоем эмали, подсушивают на воздухе и затем в течение 3 ... 5 мин обжигают при 1200 °С.

Керамические материалы еще не нашли широкого применения в форсажных камерах. Для каталитических пусковых устройств (см. рис. 9.21) применяют карбид или нитрид кремния, а для изоляторов свечей — синоксаль 49.

С целью предупреждения пригорания резьбовых соединений, работающих при 300 ... 600 °С, применяют различные графитовые или меловые смазочные материалы, а также омеднение и серебрение резьбы.

9.8. ДОВОДКА И ДЕФЕКТЫ ФОРСАЖНОЙ КАМЕРЫ

При проектировании и расчете форсажной камеры невозможно учесть все особенности ее работы в составе конкретного двигателя. Поэтому при доводке ее на стендовых испытаниях и в эксплуатации встречаются различные дефекты. Остановимся на некоторых, наиболее характерных из них.

Самым опасным дефектом форсажной камеры является возникновение вибрационного горения. Этот дефект может возникать на различных режимах работы двигателя: на полном или частичном форсаже, в стендовых условиях или в условиях полета. Для устранения этого дефекта необходимо прежде всего с помощью осциллографирования пульсации давления в нескольких точках форсажной камеры определить частоту и форму колебаний. Только после этого можно наметить пути устранения этого дефекта: при помощи настройки антивибрационного экрана (изменением зазора между экраном и стенкой и выбором диаметра отверстий в экране) или другим способом.

Очень часто встречаются прогары и обгорания кромок различных элементов конструкции: экранов, стабилизаторов. Повышение уровня температуры газа в форсажной камере приводит к ухудшению охлаждения стабилизаторов пламени набегающим на них потоком. Кроме того, с увеличением давления в камере возрастают тепловые потоки к стабилизаторам из зоны горения. Оба эти фактора приводят к существенному росту температуры стабилизаторов пламени.

Одновременно с этим повышение давления и температуры газа способствует появлению очагов горения даже за небольшими по размерам плохообтекаемыми элементами конструкции фронтального

устройства форсажной камеры, расположенными перед стабилизаторами пламени за топливными форсунками. Поэтому при доводке форсажных камер двигателей, для которых характерны высокие значения температуры и давления газа на входе в камеру, очень остро стоит проблема устранения возможности прогара стабилизаторов пламени или обгорания на кромках.

Многие детали форсажной камеры подвержены многократным изменениям их температуры в широком диапазоне, при этом возникают существенные внутренние термические напряжения, что приводит к разрушению этих деталей в результате малоциклового усталости. В этом случае большую роль играет эффект концентрации напряжений в уголках с малыми радиусами перехода и рисками от недостаточной чистоты обработки. Для устранения такого рода дефектов следует также применять сварные соединения со сваркой плавлением с соединением деталей встык вместо сварки в соединении внахлест или контактной сварки.

Вопросы для самопроверки

1. Основное назначение форсажной камеры и требования, предъявляемые к ней.
2. Перечислите основные элементы форсажной камеры и их назначение.
3. Какими средствами достигается устойчивое и эффективное горение форсажного топлива при изменении высотно-скоростных условий работы и степени форсирования двигателя?
4. Каковы средства и способы охлаждения жаровой трубы форсажной камеры?
5. Назовите способы запуска форсажной камеры.
6. Что такое вибрационное горение, в чем опасность его для форсажной камеры и каковы средства подавления его?
7. Какие требования предъявляются к материалам, применяемым в форсажных камерах?

10.1. ТИПЫ ВЫХОДНЫХ УСТРОЙСТВ

Выходное устройство предназначено для преобразования энергии газа, выходящего из двигателя, в энергию реактивной тяги заданного направления. Кроме того, выходное устройство используется для поддержания соответствующего режима работы турбокомпрессора с помощью необходимой площади выходного сечения, для транспортирования газа в фюзеляже или гондole двигателя, для снижения уровня шума высокоскоростной струи газа и для экранирования прямого инфракрасного (ИК) излучения высокотемпературных элементов газогенератора. Все выходные устройства содержат конус-обтекатель, установленный за турбиной и служащий для уменьшения гидравлических потерь при переходе от кольцевого канала за турбиной к круговому каналу.

По назначению и конструкции выходные устройства разделяются на:

- выходные и удлинительные трубы,
- регулируемые сопла,
- устройства для изменения направления вектора тяги,
- шумоглушающие устройства,
- устройства для снижения ИК-излучения.

Конструкция выходных устройств должна удовлетворять следующим основным требованиям:

1. Минимальные гидравлические потери полного давления газа, выходящего из двигателя, при транспортировке этого газа от турбины до истечения из двигателя в заданном направлении.

2. Безотказная работа механизмов управления подвижными элементами выходного устройства.

3. Минимальные масса и габаритные размеры выходного устройства.

Дополнительные требования к выходным устройствам определяются назначением и конструкцией самолета, а также расположением двигателя на самолете.

10.2. ВЫХОДНАЯ И УДЛИНИТЕЛЬНАЯ ТРУБА

Выходная труба представляет собой листовую сварную оболочку, выполняемую, как правило, из жаропрочной стали. При помощи фланца и болтов труба крепится к корпусу турбины

или корпусу задней опоры турбины. Внутри расположен конус-обтекатель диска турбины, который крепится к оболочке при помощи стоек или стержней. При наличии задней опоры он крепится к внутреннему фланцу этой опоры. Для увеличения жесткости к выходной трубе снаружи могут быть приварены бандажи. К заднему фланцу выходной трубы присоединяется реактивный насадок или удлинительная труба.

Проточная часть выходной трубы выполняется таким образом, чтобы обеспечить минимальные гидравлические потери при переходе от кольцевого канала за турбиной к круговому сечению перед реактивным насадком, в котором происходит разгон газа до максимальной скорости истечения на срезе насадка. С помощью замены насадка или подрезки его выходной кромки производится подбор потребной площади выходного сечения двигателя.

Иногда, в зависимости от компоновки самолета, требуется транспортировать газ от турбины до выходного сечения на значительное расстояние (до 2—3 м). В этом случае к заднему фланцу выходной трубы присоединяется не реактивный насадок, а удлинительная труба. Насадок же в этом случае крепится к заднему фланцу удлинительной трубы.

Удлинительная труба присоединяется к выходной трубе, как правило, с помощью телескопического соединения, благодаря которому обеспечивается компенсация погрешностей при изготовлении двигателя и самолета и при установке двигателя на самолете, а также снижение нагрузок на двигатель при деформации фюзеляжа или гондолы двигателя. В задней части удлинительной трубы устанавливается опора, при помощи которой труба крепится к самолету.

На рис. 10.1 показана выходная труба 1 с присоединенной к ней с помощью телескопического соединения 2 удлинительной трубой 3. Внутренний конус-обтекатель 4 соединен с оболочкой выходной трубы при помощи обтекаемых стоек 5, которые винтами жестко крепятся к конусу и своими штырями вставлены во втулки, вваренные в оболочку трубы. Такое соединение обеспечивает компенсацию разницы температурных расширений конуса и трубы. В передней части выходной трубы устанавливают термпары 6 для изменения средней температуры газа за турбиной.

Телескопическое соединение состоит из неподвижного фланца 7 выходной трубы, подвижного фланца 8 на удлинительной трубе и разрезного накидного кольца 9, которое фиксируется замком 10. К заднему фланцу удлинительной трубы прикреплен реактивный насадок 11. Штыри 12 служат для подвески удлинительной трубы к самолету с помощью шарнирных тяг или роликов, способных перемещаться при тепловом удлинении трубы вдоль направляющих швеллеров, укрепленных в гондole двигателя на самолете.

В случае необходимости для защиты от теплового воздействия на конструкцию самолета выходная и удлинительная трубы сна-

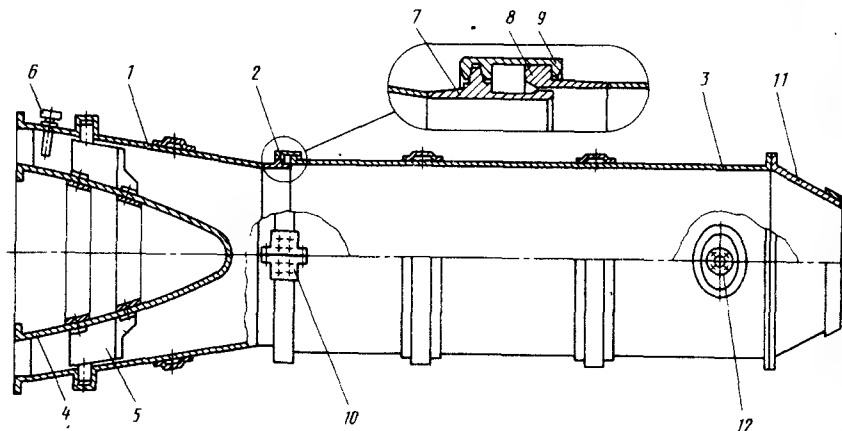


Рис. 10.1. Выходная и удлинительная труба:

1 — выходная труба; 2 — телескопическое соединение; 3 — удлинительная труба; 4 — конус-обтекатель; 5 — стойка; 6 — термопара; 7 — фланец неподвижный; 8 — фланец подвижный; 9 — накладное кольцо; 10 — замок; 11 — насадок реактивный; 12 — штырь подвески

ружи могут быть теплоизолированы с помощью теплоизоляционного материала и капотов.

Для уменьшения гидравлических потерь диаметр проходного сечения удлинительной трубы выбирается таким, чтобы скорость газа в ней не превышала 150 ... 200 м/с.

В выходных трубах ТРДД со смешением потоков устанавливаются смесители, как правило, карманного типа, аналогичные смесителям форсажных камер, показанным на рис. 9.8, в.

10.3. РЕГУЛИРУЕМЫЕ РЕАКТИВНЫЕ СОПЛА

Двигатели, оборудованные форсажной камерой, требуют обязательного применения реактивного сопла с изменяемой площадью проходного сечения, т. е. регулируемого сопла. Это необходимо прежде всего для того, чтобы обеспечить возможность сохранения одинакового или близкого режимов работы турбокомпрессора двигателя на форсированном и нефорсированном режимах, так как струя подогретого в форсажной камере газа требует большей площади проходного сечения. В противном случае возникает перегрев турбины или помпаж компрессора двигателя.

Одновременно регулируемое сопло позволяет ускорить и облегчить запуск и приемистость двигателя, получить минимальный удельный расход топлива на крейсерском режиме, увеличить запас устойчивости компрессора. На двигателях без форсажной камеры регулируемое сопло, как правило, не применяется из-за экономии массы.

Изменение площади проходного сечения в регулируемом сопле может быть выполнено несколькими способами (рис. 10.2):

1. Сопло створчатого типа — наиболее широко распространенный вид регулируемого сопла (рис. 10.2, а). Изменение проходного сечения осуществляется благодаря повороту вокруг закрепленных на корпусе шарниров специальных деталей, получивших название створок, образующих подвижный венец. Количество створок колеблется от 2 до 60.

Разновидностью створчатого сопла является так называемое плоское сопло. Это сопло с помощью двух плоских створок и двух неподвижных вертикальных пластин образует прямоугольное регулируемое проходное сечение (рис. 10.2, б).

2. Сопло с подвижным центральным телом (рис. 10.2, в). Центральное тело перемещается внутри сопла вдоль оси двигателя. Профиль центрального тела выбран таким образом, что при перемещении его внутрь сопла площадь выходного сечения увеличивается, а при обратном перемещении — уменьшается.

Такое сопло может быть применено лишь для двигателей без форсажной камеры, так как охлаждение его на режиме форсажа чрезвычайно затруднено и ведет к чрезмерному увеличению массы и потере на организацию охлаждения. Вследствие этих недостатков сопло с центральным телом не нашло широкого применения на современных двигателях.

3. Сопло с пневматическим изменением проходного сечения (рис. 10.2, г) с помощью струи сжатого воздуха, подаваемой в выходное сечение сопла в радиальном направлении. Воздух отбирается от компрессора двигателя. Достоинством такого сопла яв-

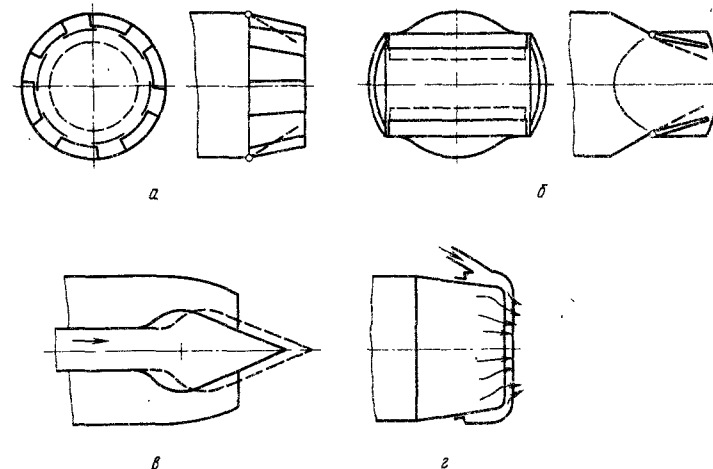


Рис. 10.2. Схемы регулируемых сопел:

а — сопло створчатого типа; б — плоское сопло; в — сопло с подвижным центральным телом; г — сопло с пневматическим изменением сечения

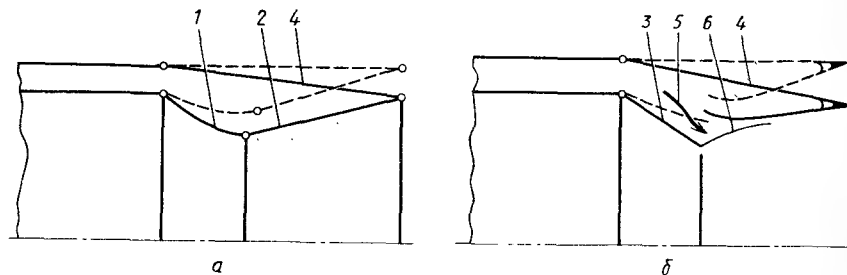


Рис. 10.3. Схемы сверхзвуковых регулируемых сопел:

а — створчатое двухрядное сопло Лавали; б — створчатое эжекторное сопло с «жидким контуром»; 1 — створка внутреннего первого венца; 2 — створка внутренняя второго венца; 3 — створка внутренняя; 4 — створка наружная; 5 — вторичный поток воздуха; 6 — свободная граница струи

ляется отсутствие подвижных деталей, подвергающихся сильному нагреву струей газа.

Однако вследствие больших потерь тяги и увеличения удельного расхода топлива на нефорсированных режимах такое сопло не нашло применения на современных двигателях.

Для двигателей сверхзвуковых самолетов, а такими в настоящее время являются все двигатели с форсажной камерой, возникает необходимость применения сверхзвуковых регулируемых сопел. В этом случае требуется изменять площади критического и выходного сечения сопла в зависимости от режима работы двигателя и режима полета самолета.

Совершенство силовых установок современных сверхзвуковых самолетов в значительной мере зависит от эффективности регулируемых сопел, при этом роль сопла в силовой установке быстро повышается по мере роста максимальной скорости полета самолета. Еще большее значение приобретает регулируемое сопло, когда, наряду с большой сверхзвуковой скоростью полета, самолет должен иметь большую дальность полета с дозвуковой скоростью. В этом случае регулируемое сопло должно обеспечить, с одной стороны, максимальную степень расширения струи выходного газа при полете на максимальной сверхзвуковой скорости и с другой — малую степень расширения и минимальное донное сопротивление при дозвуковом крейсерском режиме полета.

Наибольшее распространение получили сверхзвуковые регулируемые сопла двух видов (рис. 10.3).

1. Створчатое двухрядное сопло, типа сопла Лавали, с твердыми стенками (рис. 10.3, а), содержащее два последовательно расположенных венца перекрывающихся между собой створок. Створки первого венца шарнирно крепятся к корпусу, с их помощью изменяют критическое сечение сопла. Створки второго венца крепят шарнирами к концам створок первого венца, и с их помощью регулируют степень расширения сверхзвуковой части сопла, то есть изменяют выходное сечение сопла (срез соп-

ла). Площади критического и выходного сечений изменяются либо независимо одна от другой, либо в кинематической взаимосвязи.

2. Створчатое эжекторное сопло (рис. 10.3, б), у которого только часть внутреннего контура выполняется твердой, а на некоторой части длины сопла выходная струя имеет свободную границу 6 или так называемый «жидкий контур». Площадь критического сечения регулируется внутренними створками 3. Наружными створками 4 регулируется площадь среза сопла. В зазор между внутренними и наружными створками поступает воздух вторичного потока 5 (из системы охлаждения сопла).

Наружные створки могут быть кинематически связаны с внутренними створками или быть флюгерными, т. е. занимать положение, соответствующее сумме давлений на наружную и внутреннюю поверхность наружной створки.

Сопла эжекторного типа более просты по конструкции, имеют небольшие длину и массу. Однако из-за существенных потерь тяги вследствие разрыва внутреннего контура и потерь тяги на дозвуковом крейсерском полете в результате недостаточно плавной конфигурации внешнего обвода сопла в настоящее время на сверхзвуковых самолетах отдается предпочтение двухрядным створчатым соплам первого типа.

Регулируемое сопло створчатого типа с одним венцом створок представлено на рис. 9.18. Поперечный размер по венцу створок изображен на сечении К—К. Створка 6, отлитая из жаропрочного сплава, прикреплена к профилированному кулачку 7, который соединен с задним фланцем 16 корпуса жаровой трубы с помощью шарниров 8. Между створками размещены проставки (или подстворки) 9, прикрепленные к соседним створкам вблизи фланца корпуса жаровой трубы, как показано в сечении Ж—Ж. Под действием давления выходного газа проставки 9 прижимаются к створкам и уплотняют стык между створками и проставками. При перемещении кольца створок 10 вдоль оси сопла ролики 11 воздействуют на профильную часть кулачков 7 и поворачивают их вместе со створками относительно шарниров, изменяя диаметр проходного сечения сопла. Кулачки 7 соединены со створками 6 осями 12 через овальные отверстия 13 и 14. Отверстие 13 позволяет компенсировать разницу температурных расширений между кулачком и створкой, а отверстие 14 обеспечивает возможность поджатия створки к кромке фланца корпуса жаровой трубы для герметизации стыка створки с фланцем сопла. Кольцо 10 перемещается вдоль оси сопла с помощью гидроцилиндров 15, которые прикреплены к силовому бандажу корпуса жаровой трубы регулируемыми шарнирными тягами 17.

Под действием давления газа на створки и проставки кулачки 7 прижимаются к роликам 11, закрепленным на силовом кольце 10. При перемещении кольца вперед створки прикрываются и уменьшают площадь сечения сопла. При перемещении назад силовое кольцо позволяет створкам открыться, благодаря чему

площадь сечения сопла увеличивается. Профиль кулачков 7 выбирается таким образом, чтобы получить требуемый закон изменения площади сечения сопла в зависимости от величины хода поршня гидроцилиндров.

На рис. 10.4 показано сверхзвуковое регулируемое сопло створчатого типа с двумя венцами створок. Сопло изображено в положении нефорсированного режима; штрихпунктиром показано положение сопла на максимальном форсированном режиме.

К неподвижному силовому кольцу 1 шарнирно прикреплены створки 2 первого венца в средней их части, к заднему концу створок также шарнирно присоединены створки 3 второго (сверхзвукового) венца. К переднему концу створки 2 на шарнирах крепятся разгрузочные створки 4, которые своим передним концом опираются на корпус 5 жаровой трубы.

Давление газа внутри жаровой трубы действует как на всю площадь створок 2, так и на всю площадь разгрузочных створок 4. Газовая сила, действующая на створки 4, уравнивает створки 2 относительно среднего шарнира, благодаря чему существенно снижается необходимое усилие для перестановки створок 2. Такой механизм позволяет применить маломощные и очень легкие агрегаты управления соплом, однако усложняет конструкцию сопла.

Подвижное силовое кольцо 6 с тягами 7 соединено с рычагами 8 механизма перемещения створок 2 и агрегатами 9 управления первым венцом створок. Агрегат 10 управления вторым венцом соединен со створками 3 с помощью карданных валиков 11, червячных механизмов 12 и 13, шарнирных тяг 14.

Наружные створки 15 передним концом с помощью шарниров прикреплены к силовому кольцу 1. Задний конец створок 15 подвижно с помощью пазов соединен с задним концом створок 3 второго венца.

Управление диаметрами критического сечения и среза сопла осуществляется независимо с помощью механизмов 9 и 10. Механизм 9 перемещает кольцо 6 и посредством тяг поворачивает рычаги 8 и звенья 16, соединенные между собой тягами 17.

На виде В показано два положения механизма управления створками первого венца: при минимальном диаметре критического сечения (Г) и при максимальном (Д).

Изменение диаметра среза сопла производится с помощью механизма управления 10, который вращает карданные валики 11, червячные механизмы 12 и 13, в результате перемещения вдоль оси сопла тяг 18 изменяется угол установки створок 3, т. е. диаметр среза сопла.

Для перестановки сопла в требуемое положение необходим силовой привод. Привод должен развивать достаточное для перестановки створок сопла усилие, обеспечивать необходимую скорость перестановки сопла. Силовой привод состоит из силового агрегата управления и механизма перестановки. Механизм сило-

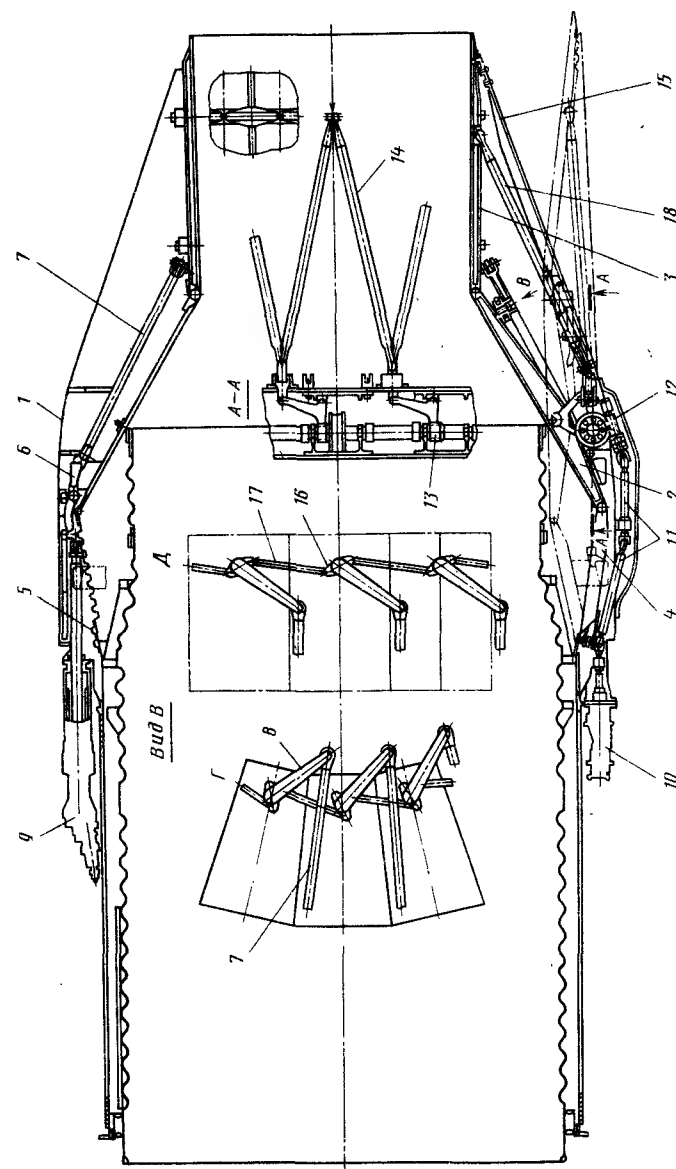


Рис. 10.4. Сверхзвуковое регулируемое сопло створчатого типа:

1 — силовое кольцо неподвижное; 2 — створка первого венца; 3 — створка второго (сверхзвукового) венца; 4 — створка разгрузочная; 5 — корпус жаровой трубы; 6 — подвижное силовое кольцо; 7 — тяга; 8 — рычаг; 9 — агрегат управления первым венцом створок; 10 — агрегат управления вторым венцом створок; 11 — валик карданный; 12, 13 — червячные механизмы; 14 — тяга; 15 — створка наружная; 16 — звено; 17, 18 — тяга

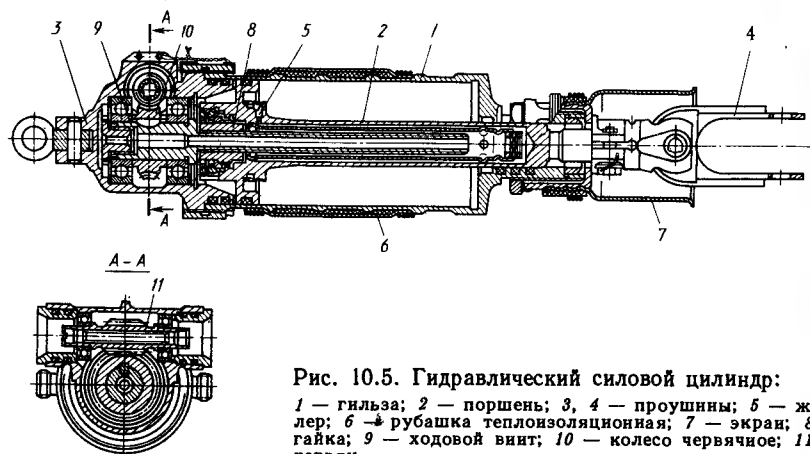


Рис. 10.5. Гидравлический силовой цилиндр:
1 — гильза; 2 — поршень; 3, 4 — проушины; 5 — жиклер; 6 — рубашка теплоизоляционная; 7 — экран; 8 — гайка; 9 — ходовой винт; 10 — колесо червячное; 11 — червяк

вого привода в целом должен обеспечивать необходимую синхронность движения всех створок, а также надежно работать в условиях достаточно высокой температуры окружающей его среды, которая может достигать 600 ... 700 °C.

Силовые агрегаты управления могут быть электрическими, пневматическими и гидравлическими. На отечественных двигателях наибольшее распространение получили гидравлические силовые цилиндры, в которых в качестве рабочего тела используется основное топливо двигателя — керосин. В качестве примера на рис. 10.5 приведен гидравлический силовой цилиндр сопла с вмонтированным в него механизмом синхронизации перемещения створок сопла. Цилиндр содержит гильзу 1, поршень 2, проушину 3 крепления к корпусу жаровой трубы и проушину 4 крепления к подвижному силовому кольцу сопла. Расположение гидроцилиндра на регулируемом сопле показано на рис. 9.18. Перемещение поршня происходит под действием разности давлений керосина по обе стороны его. Для уменьшения местного подогрева керосина в цилиндре и самого цилиндра теплом окружающей среды через жиклер 5 (рис. 10.5) осуществляется постоянный проток керосина из полости повышенного давления в сливную магистраль, а также теплоизоляция цилиндра рубашкой 6 и экранирование штока поршня 2 экраном 7 от теплового излучения створок сопла в положении режима форсирования.

Синхронизация движения гидроцилиндров, которые располагаются равномерно вокруг оси сопла, обеспечивается с помощью червячно-винтового механизма. При перемещении поршня 2 гайка 8, соединенная с поршнем шлицами, приводит во вращение несамотормозящийся ходовой винт 9 и червячное колесо 10, которое вращает червяк 11 также несамотормозящейся червячной передачи. Червяки 11 всех гидроцилиндров сопла соединены между

собой гибкими валиками, образуя замкнутую окружность, благодаря чему осуществляется синхронизация гидроцилиндров между собой. В связи с тем, что при перемещении поршней в червячно-винтовом механизме возникает реактивный момент, для его восприятия гидроцилиндры соединены с корпусом жаровой трубы и кольцом сопла не сферическими шарнирами, а парами цилиндрических шарниров с взаимно перпендикулярными осями.

Синхронизация перемещения створок первого венца сопла, показанного на рис. 10.4, осуществляется с помощью замкнутого рычажного механизма, составленного из звеньев 16 и тяг 17. Створки второго венца синхронизируются при помощи замкнутой гирлянды червячных механизмов 13.

10.4. ВЫХОДНЫЕ УСТРОЙСТВА С ИЗМЕНЯЕМЫМ ВЕКТОРОМ ТЯГИ

Изменение направления тяги вызвано необходимостью постоянного улучшения летно-технических характеристик самолета. Первоначально применение реверсирования тяги на земле позволило существенно сократить длину пробега самолета при посадке, а применение поворотных сопел для изменения направления тяги от осевого до вертикального позволило создать самолеты с вертикальным взлетом и посадкой.

Двигатели, создаваемые в последние годы для высокоманевренных самолетов, должны иметь усовершенствованные выходные устройства, способные выполнять большое число функций. В условиях взлета и посадки на обледенелую или поврежденную взлетно-посадочную полосу, а также в полете при маневрировании возникает необходимость и реверсирования, и изменения вектора тяги. При применении сопла с изменяемым направлением вектора тяги можно уменьшить фактическую скорость отрыва и взлетную дистанцию самолета, отклоняя вектор тяги вверх. Реверсирование тяги в полете может позволить существенно уменьшить длину пробега при посадке путем применения частичного реверсирования перед приземлением при сохранении максимального режима, что позволит произвести максимальное реверсирование почти немедленно после касания полосы, не расходуя время на увеличение режима работы двигателя. Применение сопел с реверсированием тяги в полете в сочетании с высокой тяговооруженностью и хорошими динамическими свойствами двигателей создает возможность для самолета быстро разгоняться и тормозиться, то есть придает ему свойства сверхманевренности.

Реверсирование тяги двигателя для торможения самолета с целью сокращения длины пробега осуществляется с помощью реверсирующих устройств — реверсов. Эти устройства должны удовлетворять следующим требованиям:

— обеспечивать получение максимальной возможной отрицательной тяги (35—40 % прямой тяги);

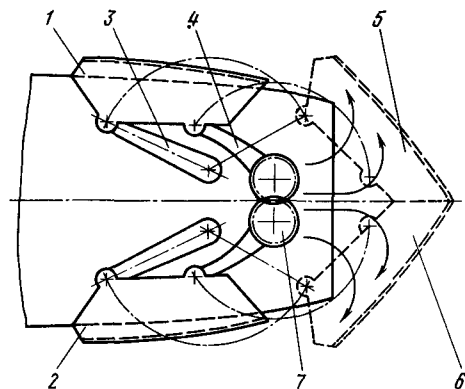


Рис. 10.6. Схема реверсивного устройства с двумя створками; 1, 2 — створки; 3, 4 — рычаги; 5, 6 — положение створок на режиме реверсирования; 7 — зубчатое колесо

- иметь простую и надежную конструкцию при минимальной массе;
- обеспечивать возможность быстрого изменения тяги от прямой до отрицательной и обратно (1—2 с);
- сохранять неизменный режим работы двигателя при реверсировании;

- иметь малые потери прямой тяги при выключенном реверсе;
- не ухудшать устойчивость и управляемость самолета при выключенном реверсе;

- обеспечивать минимальное попадание горячих газов на вход в двигатель при реверсировании и минимальный нагрев поверхности самолета при этом.

Реверсивное устройство обычно выполняют в виде отдельного узла, который располагают перед выходным соплом двигателя или за ним. Основными составными частями устройства являются поворотные заслонки или лопатки, перекрывающие газовый тракт двигателя, отклоняющие элементы, которые разворачивают газовый поток в обратном направлении под заданным углом, силовые приводы перекрывающих и отклоняющих элементов, системы управления.

В настоящее время известны многочисленные схемы реверсных устройств, однако реализованы далеко не все из них, а лишь те, которые наиболее полно удовлетворяют предъявленным требованиям. На рис. 10.6 приведена одна из реальных схем реверсивного устройства с двумя створками, располагаемого за выходным соплом двигателя. Створки 1 и 2 являются одновременно и перекрывающими, и отклоняющими устройствами. Они прикреплены к корпусу сопла двигателя с помощью вращающихся рычагов 3 и 4, образующих вместе со створкой четырехзвенный механизм, благодаря которому створки могут перемещаться из положения 1 и 2 в положения 5 и 6 (реверсирование). В этом положении сомкнутые створки перекрывают газовый тракт двигателя и разворачивают газовый поток в обратном направлении на заданный угол при выходе. Рычаги 4 связаны между собой зубчатыми колесами 7 для обеспечения синхронности перемещения створок 1 и 2. Перестановка створок осуществляется гидравлическими силовыми цилиндрами, воздействующими на рычаги 3. Следует заметить, что перестановку створок на реверсирование, как правило, произво-

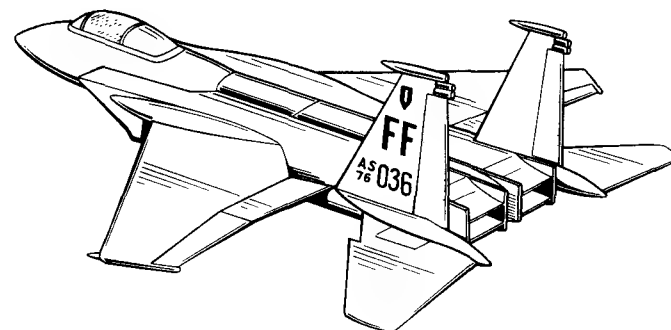


Рис. 10.7. Модель самолета с плоскими соплами силовой установки

дят на режиме малого газа, затем для увеличения обратной тяги обороты двигателя увеличивают и вновь уменьшают после достижения необходимого торможения, после чего створки переставляют в исходное положение. Задача обеспечения большого числа функций в одном выходном устройстве может быть решена с помощью применения сверхзвукового регулируемого сопла плоского типа. Такое сопло, кроме обеспечения основных режимов работы двигателя, позволяет получить изменение направления вектора тяги: полное реверсирование тяги, а также частичное реверсирование с одновременным поворотом вектора тяги. Применение плоского сопла позволяет также улучшить аэродинамику истребителя, существенно повысить его маневренность, то есть усилить его боевые свойства. На рис. 10.7 показана модель самолета с плоскими соплами силовой установки.

Одна из возможных схем плоского многофункционального регулируемого сопла показана на рис. 10.8. С помощью дозвуковых створок 1 осуществляется изменение критического сечения сопла (а) и реверсирование тяги (в). Сверхзвуковые створки 2 осуществляют изменение площади среза сопла (а) и управление вектором тяги (б). Нетрудно представить себе режим, когда створки 1 установлены в положение частичного реверсирования, а створки 2 — в положение управления вектором тяги. Наружная створка 3 соединена со створкой 1 с помощью шарнира и со створкой 2 — с помощью пазов вдоль створки 2.

В настоящее время плоские сопла еще не получили широкого распространения. Это связано с существенными трудностями по внутренней аэродинамике сопла и весовым характеристикам сопла. Для снижения массы сопла необходимо применение новых высокожаропрочных материалов типа углерод—углерод.

10.5. ШУМОГЛУШАЩИЕ УСТРОЙСТВА

Шум, производимый двигателями самолетов, неблагоприятно воздействует на людей, живущих вблизи аэропортов, на пассажиров, а также на персонал, обслуживающий авиационную

технику. Высокие уровни шума являются также причиной усталостных повреждений элементов самолетных конструкций и выхода из строя аппаратуры.

Проблема снижения шума самолетов наиболее успешно может быть решена лишь с внедрением комплекса мероприятий, таких как создание малозумных двигателей, рациональная компоновка ее на самолете, улучшение аэродинамических качеств самолета, применение оптимальных режимов взлета и посадки и, наконец, мероприятия, направленные на ослабление шума в источниках (струе, компрессоре, турбине и др.) и на пути его распространения. Двигатель не является единственным источником шума. Значительный шум производит сам летящий самолет на режимах взлета, набора высоты и посадки.

Наиболее мощный источник шума в двигателе является шум, вызванный турбулентными пульсациями в зоне смешения реактивной струи газа, вытекающей с большой скоростью из сопла, с окружающим атмосферным воздухом. Акустическая мощность струи пропорциональна скорости истечения в восьмой степени и площади сопла. Зависимость уровня звуковой мощности шума от скорости истечения газа из сопла показана на рис. 10.9. Уменьшением скорости истечения из сопла можно существенно снизить уровень шума. Поэтому двигатели с низкой скоростью

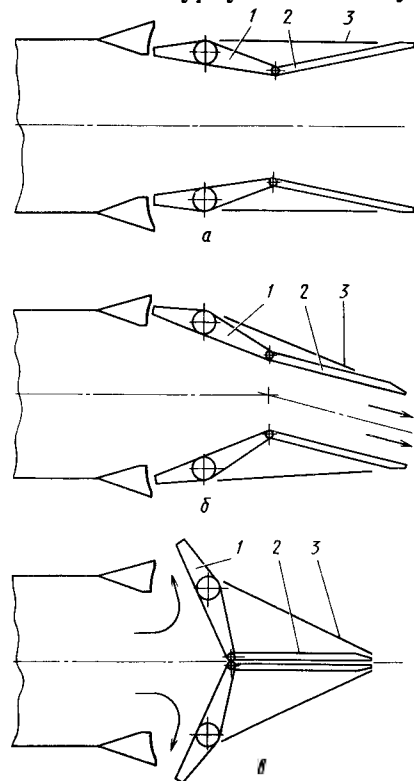


Рис. 10.8. Кинематическая схема плоского многофункционального регулируемого сопла:

а — максимальный форсированный режим; б — режим управления вектором тяги; в — режим реверсирования тяги; 1 — створка дозвуковая; 2 — створка сверхзвуковая; 3 — наружная створка

истечения газа преимущественно применяются на гражданских самолетах. Такими двигателями являются двигатели с большой степенью двухконтурности.

Для снижения шума реактивной струи ТРДД могут быть использованы следующие мероприятия:

- применение двигателя со смесительной камерой в схеме двигателя (ТРДД);
- высокая степень двухконтурности двигателя (снижение скорости истечения струи);
- применение убирающегося в полете эжекторного насадка (снижение скорости струи, экранирующий эффект, звукопоглощающие покрытия на стенках);
- создание шумоглушащих выходных устройств (сопел).

Камера смешения, в которой смешиваются внутри двигателя потоки контуров ТРДД, снижает общую акустическую мощность реактивной струи, так как ликвидирует местные участки высоких скоростей. Звукопоглощающая облицовка стенок камеры смешения дополнительно снижает шум от внутренних источников, например задний шум от вентилятора.

Шумоглушащие выходные устройства (сопла) основаны на принципе размельчения и расчленения исходной круглой реактивной струи при помощи многотрубчатых, лепестковых или гофрированных сопел, а также на принципе поперечного вдува струй сжатого воздуха или выставляемых в поток при взлете и убирающихся в полете плохобтекаемых лопаток. Снижение уровня шума достигается в этом случае благодаря подсосыванию воздуха в пространство между отдельными участками струи и уменьшению при этом относительной скорости течения газа. Это один из наиболее эффективных способов снижения шума реактивной струи ТРД.

Однако применение таких шумоглушащих устройств с фиксированной геометрией приводит к ухудшению эффективности и экономичности двигателя на всех эксплуатационных режимах в результате возрастания внутреннего гидравлического сопротивления и увеличения донного и внешнего сопротивления силовой установки.

Более перспективными являются выходные устройства изменяемой в полете геометрии и устройств со струйным шумоглушением. Изменение геометрии достигается лепестками, рассекателями, лопатками и т. п., которые вводятся в поток на режиме взлета и посадки и убираются во время крейсерского полета. В соплах со струйным шумоглушением воздействие вдуваемых струй подобно введению в поток твердых тел.

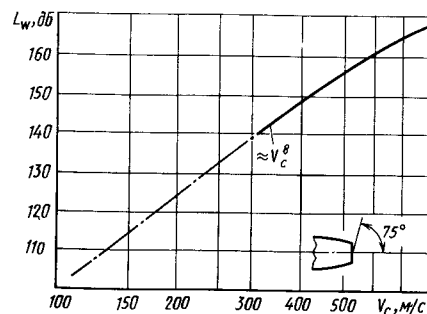


Рис. 10.9. Изменение уровня звуковой мощности реактивной струи в зависимости от скорости истечения газа из сопла (угол измерения 75°), полученное на модельном сопле:

L_w — уровень звуковой мощности; V_c — скорость струи

10.6. УСТРОЙСТВО ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ИК-ИЗЛУЧЕНИЯ

Современные средства обнаружения наземных и воздушных целей достигли высочайшего совершенства, широкого развития и применения. Наряду с электронными и оптическими систе-

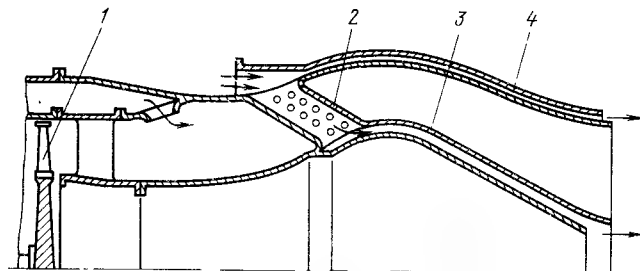


Рис. 10.10. Выходное устройство ГТД со сниженным уровнем ИК-излучателя: 1 — лопатка газовой турбины; 2 — охлаждаемые стойки; 3 — охлаждаемое центральное тело; 4 — охлаждаемая наружная обечайка

мами, использующими радиолокационную и лазерную технику, широкое распространение получили системы на основе теплового излучения в инфракрасной области спектра. Поскольку летательные аппараты с газотурбинными двигателями являются источниками весьма интенсивного теплового излучения, то они стали особенно уязвимыми для ракет с тепловыми головками самонаведения.

Основными элементами ГТД, определяющими интенсивность его теплового излучения, являются в первую очередь лопатки последней ступени газовой турбины, затем конструктивные элементы форсажной камеры и реактивного сопла, расположенные в газовом тракте, внутренние поверхности стенок форсажной камеры и реактивного сопла и, наконец, сама струя газа, выходящего из сопла. В узком диапазоне малых длин волн, соответствующих максимальным значениям интенсивности излучения, излучательная способность зависит в основном от температуры поверхности тела в степени 8 ... 10.

Снижение заметности по ИК-излучению выходных устройств ГТД может быть достигнуто следующими способами.

1. Экранированием прямого ИК-излучения горячих элементов выходных устройств (лопаток турбины, элементов выходного канала и др.) с помощью охлаждаемого центрального тела с криволинейным выходным каналом, криволинейных патрубков с изогнутыми охлаждаемыми лопатками или экранами, расположенными в шахматном порядке.

2. Экранированием горячих элементов конструкции и интенсификацией смешения выходного газового потока с наружным воздухом с помощью выходных устройств с регулируемыми плоскими соплами для ТРДД и ТРДФ на нефорсированных режимах полета.

3. Конвективно-пленочным охлаждением воздухом видимых со стороны сопла нагретых поверхностей выходного устройства до уровня, близкого к температуре поверхностей самолета.

4. Использование материалов и поверхностей с пониженной излучательной способностью для внутренних и наружных поверхностей выходных устройств.

На рис. 10.10 представлена схема выходного устройства ГТД, снабженного наиболее эффективной системой снижения уровня ИК-излучения. Здесь лопатки 1 газовой турбины экранированы центральным телом 3. Видимые со стороны сопла части центрального тела, наружной обечайки 4 и стоек 2 охлаждаются воздухом, который поступает из воздухозаборника самолета.

Применение выходных устройств с плоскими соплами позволяет весьма эффективно снизить уровень ИК-излучения на нефорсированных режимах полета за счет экранирования горячих элементов выходного тракта и интенсификации смешения выходного плоского потока газа с наружным воздухом.

Вопросы для самопроверки

1. Виды выходных устройств и основные требования, предъявляемые к ним.
2. Каковы способы изменения площади проходного сечения в регулируемых реактивных соплах?
3. Чем может быть достигнута синхронизация перемещения механизмов управления реактивным соплом?
4. Какие преимущества могут быть достигнуты при применении выходных устройств с изменяемым вектором тяги?
5. Какими средствами можно снизить уровень ИК-излучения выходных устройств ГТД?

11.1. НАЗНАЧЕНИЕ И ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕДУКТОРОВ

Применение воздушных винтов в качестве двигателей летательных аппаратов с ГТД приводит к необходимости применения редукторов частоты вращения большей или меньшей сложности из-за существенного различия частоты вращения воздушных винтов и приводящих их в движение газовых турбин (табл. 11.1).

Снижение частоты вращения на валу винта достигается применением редукторов с передаточным отношением $i_{ред} = (7 \dots 16)$ для ТВД одновальной схемы и $i_{ред} = (60 \dots 70)$ — для турбовальных вертолетных ГТД со свободной турбиной.

Эти малогабаритные и легкие редукторы, передающие мощности от нескольких сотен до нескольких тысяч киловатт, с коэффициентом полезного действия $\eta \geq 0,97$, обычно включают в свою конструкцию сложные дифференциальные и планетарные передачи. Редукторы могут составлять часть конструкции ГТД, а иногда представляют собой самостоятельную часть силовой установки летательного аппарата, имеют собственный корпус, узлы крепления, систему смазки и охлаждения и связываются с двигателем валами (рессорами). Так, например, на рис. 11.1, а показана схема ТВД, редуктор которого включен непосредственно в конструкцию двигателя. При этом корпус редуктора является продолжением корпуса входного устройства. На рис. 11.1, б показана схема ТВД с вынесенным редуктором. Так же как и в схеме на рис. 11.1, а, редуктор закреплен на двигателе (с помощью стержневой рамы) и непосредственно в конструкцию двигателя не вхо-

Таблица 11.1

Тип и наименование двигателя	ТВД		Турбовальный ГТД	
	АИ-20	АИ-24	ТВ2-117	Д25-В
Частота вращения ротора турбокомпрессора или свободной турбины, об/мин	12 300	15 100	12 000	8300
Тип и частота вращения винта, об/мин	Тянущий 1100	Тянущий 1246	Несущий 192	Несущий 120

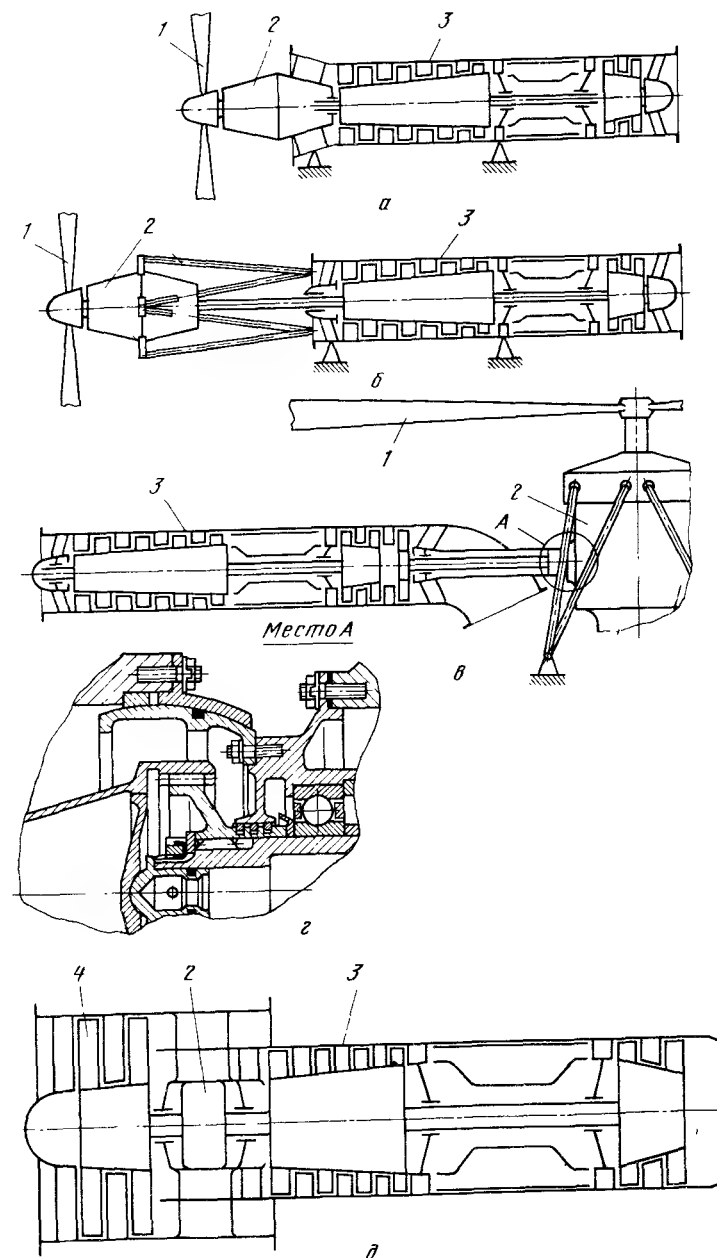


Рис. 11.1. Схемы размещения редукторов:
а и б — для ТВД; в — для вертолетного ГТД; г — для ГРДД; д — соединительная муфта
1 — винт; 2 — редуктор; 3 — двигатель; 4 — вентилятор

дит. Передача мощности на винт осуществляется сравнительно длинным валом (рессорой). Величина выноса редуктора в этом случае определяется условиями компоновки силовой установки на летательном аппарате. Схема, приведенная на рис. 11.1, в, относится к силовой установке вертолета, которая состоит из ГТД со свободной турбиной, приводящей в движение несущий винт через редуктор, имеющий самостоятельные узлы крепления в виде стержневой фермы. Редуктор в этой схеме является самостоятельной частью силовой установки с собственной системой смазки и охлаждения.

В некоторых случаях редукторы выгодно использовать в конструкции ТРДД, когда одна и та же турбина приводит в движение компрессор и вентилятор или отдельные ступени комбинированного компрессора двигателя, вращающиеся с различной частотой (рис. 11.1, д). В этом случае $i_{ред}$ обычно не превышает 3.

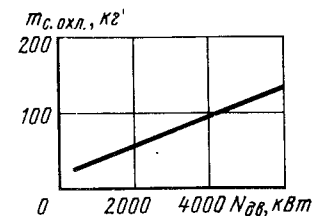
Стремление к снижению массы и габаритных размеров редукторов и к увеличению их надежности и долговечности приводит к необходимости применения в их конструкции деталей (прежде всего зубчатых колес), выполненных с большой точностью из высококачественных конструкционных материалов, допускающих большие напряжения.

Редукторы являются источником крутильных колебаний в системе винт — редуктор — ротор турбокомпрессора (свободной турбины). Эти колебания могут привести к поломке деталей как редуктора, так и двигателя (например, рабочих лопаток турбокомпрессора). Они возникают из-за неточностей в шаге зацепления, вызванных погрешностями в изготовлении зубчатых колес, а также деформацией зубьев под действием нагрузок в зацеплении. Это приводит к периодическому изменению шага и угловой скорости, вызывающему высокочастотные колебания в системе. Избежать или существенно уменьшить эти колебания можно за счет применения зубчатых колес, выполненных с высокой точностью по шагу. Полезно также применять зубчатые колеса с большими значениями коэффициента перекрытия, например косозубых, обладающих также и более жесткими на изгиб зубьями.

Таблица 11.2

Марка вертолета или самолета	Тип и количество двигателей	Мощность двигателей $N_{дв}$, кВт	$i_{ред}$	Масса редуктора $m_{ред}$, кг	Масса двигателя $m_{дв}$, кг	$\frac{m_{ред}}{N_{дв}}$	$\frac{m_{ред}}{m_{дв}}$
ОН-6А	1 ГТД	233	—	36	62	0,154	0,58
СН-53А	2 ГТД	2×2100	—	1326	2×328	0,317	2,00
Ми-8	2 ГТД	2×1100	62,5	787	2×330	0,360	1,18
Ми-6	2 ГТД	2×4040	71,43	3200	2×1100	0,400	1,45
Ил-18	ТВД	2720	11,49	240	1080	0,088	0,22

Рис. 11.2. Зависимость массы системы охлаждения от передаваемой редуктором мощности



В связи с выделением тепла из-за трения в зацеплениях зубчатых колес и в опорах редуктора особое внимание уделяется охлаждению и смазке его деталей. Редукторы ТВД обычно охлаждаются за счет обдува их корпусов воздухом, поступающим в компрессор, и охлаждения масла в радиаторах. Для охлаждения редукторов вертолетных ГТД, установленных в фюзеляже, используются специальные вентиляторы и радиаторы.

Авиационные редукторы являются весьма совершенными устройствами, удельная масса которых (т. е. отношение массы редуктора к передаваемой им мощности) на 1 ... 2 порядка ниже, чем у редукторов общего машиностроения. Несмотря на это масса редуктора составляет значительную часть массы силовой установки летательного аппарата, соизмерима с массой двигателей или превышает ее (табл. 11.2). Значительная доля массы силовой установки вертолетов с ГТД приходится на массу системы охлаждения редуктора, включающую в себя маслорадиатор, вентилятор обдува и его привод (рис. 11.2).

Оценку массы редуктора вертолетного ГТД при величине крутящего момента на валу винта $M_{кр} \leq 15 \cdot 10^4$ Нм ($N_{в} \approx 3000$ кВт) можно произвести, используя формулы

$$M_{ред} = 0,0053M_{кр} + 200 \quad (\text{для одновинтового вертолета});$$

$$M_{ред} = 0,0081M_{кр} + 72 \quad (\text{для вертолета с двумя соосными винтами}).$$

Основная доля массы редукторов ТВД вертолетных ГТД приходится на зубчатые колеса основной кинематической цепи (до 30 % массы редуктора). Далее следует корпус редуктора — 15 ... 18 %, вал воздушного винта — 9 ... 16 %, подшипники основной кинематической цепи редуктора — 6 ... 13 %, корпус сателлитов — до 7 % [1].

11.2. ПЕРЕДАТОЧНЫЕ ОТНОШЕНИЯ РЕДУКТОРОВ

На основании технических требований к самолету с ТВД определяется расчетная точка винта, соответствующая условиям работы винта с требуемым значением коэффициента полезного действия η_v на определенной высоте и скорости полета. Диаметр винта и передаточное отношение редуктора определяются с использованием стандартных диаграмм характеристик винта $\beta = f(\lambda)$, которые представляют собой экспериментально полученное семейство характеристик геометрически подобных винтов определенной конструкции (рис. 11.3).

Каждая характеристика $\beta = f(\lambda)$ на диаграмме соответствует некоторому углу установки лопасти винта ϕ_i . На стандартной

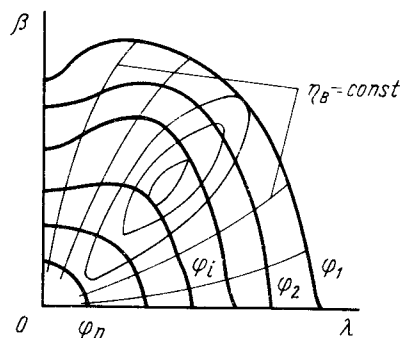


Рис. 11.3. Характеристика винта
 $\beta = f(\lambda)$

диаграмме указываются линии постоянного коэффициента полезного действия винта ($\eta_v = \text{const}$).

По заданным величинам скорости V , высоты полета H (соответствующей плотности воздуха ρ), мощности двигателя N и частоты вращения в n_c , последовательно задаваясь несколькими

значениями диаметра винта D_v , определяют коэффициент мощности $\beta = \frac{N}{\rho n_c^3 D_v^5}$ и режим работы (поступь) винта $\lambda = \frac{V}{n_c D_v}$. По стандартной диаграмме находят соответствующую величину η_v для каждого из заданных значений D_v и строят зависимость $\eta_v = f(D_v)$, из которой находят $D_{v, \text{опт}}$. Если найденный оптимальный диаметр винта неприемлем (например, из-за большой его величины), то расчет производят повторно для измененной величины n_c или с использованием стандартной диаграммы другого семейства винтов до тех пор, пока не будет получен приемлемый размер винта.

Искомое передаточное отношение редуктора

$$i_{\text{ред}} = \frac{n_{c, \text{дв}}}{n_c} \quad (11.1)$$

Передаточное отношение редуктора турбовального вертолетного ГТД определяют, используя зависимость между диаметром несущего винта D_v и удельной нагрузкой на площадь, омегаемую винтом p :

$$D_v = \sqrt{\frac{4gM_{\text{верт}}}{\pi p}}, \quad (11.2)$$

где $M_{\text{верт}}$ — взлетная масса вертолета; g — ускорение земного тяготения.

Обычно $p = 100 \dots 160$ Па для однодвигательных вертолетов и достигает 500 Па для тяжелых двухдвигательных вертолетов. Увеличение удельной нагрузки желательно, так как при этом уменьшается диаметр винта. Однако максимальное значение p для однодвигательных вертолетов определяется из условия обеспечения безопасной посадки на режиме авторотации несущего винта. Скорость вертикального перемещения вертолета на режиме авторотации связана с p зависимостью

$$v_{\text{верт}} = 1,48 \sqrt{\frac{p}{\Delta}}, \quad (11.3)$$

где Δ — коэффициент, зависящий от высоты полета и атмосферных условий.

Для двухдвигательных вертолетов практически исключаются случаи одновременного отказа обоих двигателей, поэтому удельная нагрузка p может быть увеличена.

Диаметр несущего винта ограничивается также допустимой окружной скоростью концевых участков лопастей $u_k = 180 \dots 220$ м/с. Поэтому частота вращения несущего винта определяется зависимостью $n_v = \frac{60 \cdot u_k}{\pi D_v}$, а передаточное отношение редуктора — по формуле (11.1).

11.3. КЛАССИФИКАЦИЯ И КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ РЕДУКТОРОВ

Редукторы авиационных ГТД различаются числом ведущих и ведомых валов. Наибольшее распространение получили редукторы с одним ведущим и одним ведомым валом (рис. 11.4, а). Применяются редукторы с разветвлением потоков мощности на входе и выходе из редуктора. Так, при наличии двух соосных винтов в силовой установке самолета или вертолета, проводимых в движение одним или двумя ГТД, редуктор имеет два ведомых и соответственно один или два ведущих вала (рис. 11.4, б, в). Такое же разветвление потоков мощности (и соответствующее увеличение числа валов) встречается в редукторах вертолетных ГТД при необходимости приводить в движение несущий и хвостовой винты от одного или двух ГТД (рис. 11.4, в).

В зависимости от взаимного расположения ведущего и ведомого валов различаются редукторы с соосно расположенными

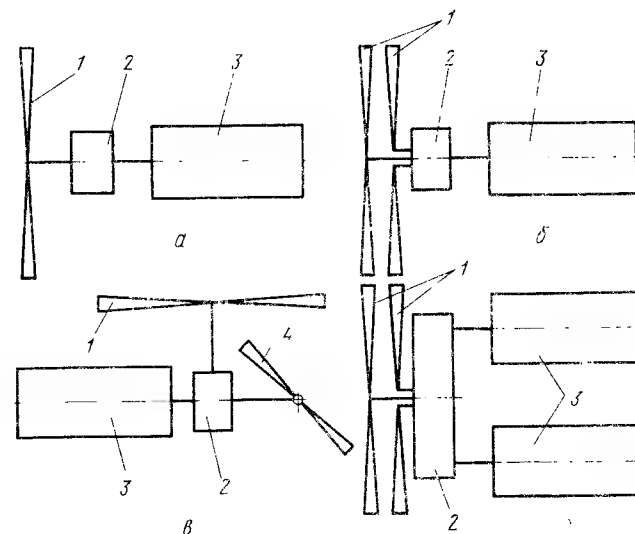


Рис. 11.4. Варианты одновалных и многовалных редукторов:
1 — винт; 2 — редуктор; 3 — двигатель; 4 — хвостовой винт

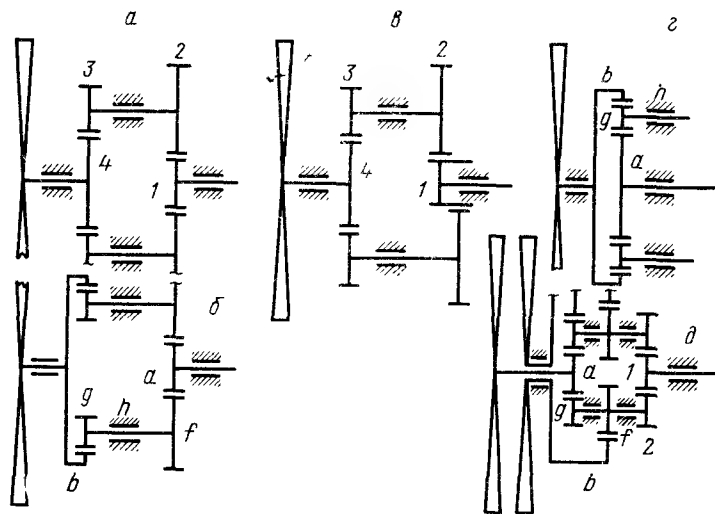


Рис. 11.5. Схемы простых соосных редукторов

валами и параллельно расположенными валами. Передачи с пересекающимися осями валов встречаются в редукторах сложных кинематических схем (прежде всего, в редукторах вертолетных ГТД), рис. 11.4, в.

В зависимости от числа ступеней редукторы делятся на одноступенчатые и многоступенчатые. При этом ступени могут состоять из простых, планетарных, дифференциальных и замкнутых передач.

Простыми называют редукторы, состоящие из передач с неподвижными осями зубчатых колес. Простые редукторы, состоящие из пары зубчатых колес, редко применяются в авиационных силовых установках с ГТД, так как при этом невозможно получить соосность ведущего и ведомого валов и требующиеся большие величины передаточных отношений. Эти редукторы не могут передавать большие мощности из-за малого числа зубьев, находящихся одновременно в зацеплении, и из-за больших нагрузок, приходящихся на подшипники зубчатых колес.

Простые соосные редукторы, включающие две передачи, показаны на рис. 11.5. Центральные колеса этих редукторов могут быть внешнего или внутреннего зацепления, а колеса, установленные на промежуточные валы, — внешнего зацепления. Промежуточные валы равномерно распределены вокруг оси редуктора, а их количество определяется из условия прочности зубьев, так как при этом нагрузка на них в общем случае уменьшается пропорционально числу промежуточных валов. Радиальные нагрузки в зацеплении зубчатых колес промежуточных валов взаимно уравновешиваются и не воспринимаются опорами ведущего и ведомого вала. В редукторах на рис. 11.5, а, б количество параллельно работаю-

щих звеньев передачи ограничивается условиями размещения зубчатых колес промежуточных валов, т. е. зависит от размеров колес 2 или f . При необходимости их количество может быть увеличено, если колеса 2 размещать в двух плоскостях (см. рис. 11.5, в).

Для сохранения равномерной нагруженности всех промежуточных звеньев редуктора следует обеспечить одинаковую жесткость на кручение валов разной длины.

Как для любой простой передачи, передаточное отношение простого многоступенчатого редуктора (см. рис. 11.5, а, в) определяется зависимостью

$$i_{\text{ред}} = \frac{\omega_1}{\omega_4} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \frac{\omega_3}{\omega_4} = \frac{u_1/z_1}{u_1/z_2} \frac{u_2/z_3}{u_2/z_4} = \pm \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}.$$

Здесь ω_k — угловая скорость k -го зубчатого колеса ($k = 1, 2, 3, 4$); u_l — окружные скорости в зацеплении пар зубчатых колес ($l = 1, 2$); z_k — число зубьев k -го зубчатого колеса.

Знак плюс выбирается для случая совпадения направлений вращения ведущего и ведомого валов, а знак минус — для валов, вращающихся в противоположных направлениях.

Схема редуктора на рис. 11.5, б может быть преобразована в схему простейшего планетарного редуктора с остановленным водилом при $z_g = z_f$ (см. рис. 11.5, в), для которого $i_{\text{ред}}^h = -\frac{z_b}{z_a}$ и находится в пределах (2 ... 8) при достаточно высоких значениях $\eta_{\text{ред}} = 0,985 \dots 0,96$.

Простые многоступенчатые редукторы могут быть применены и для привода соосных винтов, что позволяет передавать весьма большие мощности винтам сравнительно небольших размеров, устранять реактивный и гироскопический моменты, действующие на двигатель и летательный аппарат. Соосные винты увеличивают коэффициент полезного действия силовой установки за счет снижения потерь из-за закрутки потока воздуха за винтами.

Простой двухступенчатый редуктор привода соосных винтов с разделением потоков мощности в быстроходной ступени редуктор показан на рис. 11.5, д. В таком редукторе при противоположном направлении вращения винтов выдерживается условие

$$z_a/z_g = z_b/z_f.$$

При выборе схемы простого редуктора следует оценить величину $\eta_{\text{ред}}$, отдавая, при прочих равных условиях, предпочтение схемам с более высоким значением $\eta_{\text{ред}}$.

В общем случае потери в редукторе складываются из потерь в зацеплении, в подшипниках опор валов и потерь на размешивание и разбрызгивание масла (эти потери особенно велики при работе зубчатых колес в масляной ванне и оцениваются в большинстве случаев экспериментально). В авиационных редукторах с их совершенной принудительной системой подачи масла к местам за-

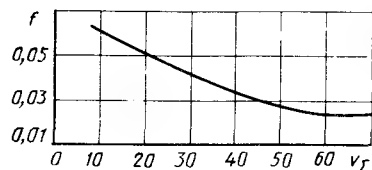


Рис. 11.6. Зависимость коэффициента трения в контакте от скорости качения в зацеплении

цепления зубчатых колес и подшипников этими потерями обычно пренебрегают.

Поэтому коэффициент потерь $\psi_{ред}$ складывается из коэффициента потерь в зацеплениях ψ_a и подшипниках ψ_n :

$$\psi_{ред} = 1 - \eta_{ред} = \Sigma \psi_a + \Sigma \psi_n. \quad (11.4)$$

Величина ψ_a для передачи с цилиндрическими колесами с неподвижными осями рассчитывается по формуле

$$\psi_a = 1 - \eta_a = 2,3 \cdot f_a \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right). \quad (11.5)$$

Здесь знак «+» берется для случая внешнего, а знак «-» — для внутреннего зацепления; z_1 и z_2 — число зубьев шестерни и колеса соответственно; f_a — коэффициент трения в зацеплении, определяемый по формуле $f_a = 1,25 \cdot f$; f — коэффициент трения в контакте, определяемый величиной суммарной скорости качения в зацеплении $v_{\Sigma} = 2v \sin \alpha_{tw}$ (рис. 11.6); v — окружная скорость на радиусе начальной окружности; α_{tw} — угол зацепления.

Потери на трение в подшипниках определяются коэффициентом потерь

$$\psi_n = \frac{\sum_{i=1}^k M_{тр} i n_i}{M_n}. \quad (11.6)$$

Здесь k — число подшипников редуктора; $M_{тр} i$ и n_i — момент трения и частота вращения i -го подшипника; M_n — крутящий момент и частота вращения ведомого вала.

Момент трения в подшипниках качения приближенно определяется по формуле

$$M_{тр} = 0,5 \mu P d. \quad (11.7)$$

Здесь μ — коэффициент трения в подшипнике; P — нагрузка на подшипник; d — диаметр шейки вала.

Коэффициент трения μ подшипников в нормальных условиях эксплуатации и допустимом диапазоне нагрузок зависит от типа подшипника:

радиальный шариковый подшипник	$\mu = 0,0015$
радиально-упорный шариковый	$\mu = 0,0020$
радиальный с цилиндрическими роликами	$\mu = 0,0011$
радиальный игольчатый	$\mu = 0,0025$
радиально-упорный с коническими роликами	$\mu = 0,0018$

Планетарные и дифференциальные редукторы отличаются от простых редукторов наличием передач, в которых есть зубчатые колеса с подвижными осями. Это соосные редукторы, которые, ра-

ботая с высокими коэффициентами полезного действия, при меньших габаритных размерах позволяют получать большие передаточные отношения, чем в простых редукторах. Обозначение планетарных и дифференциальных передач различного типа, а также составляющих их звеньев производится в соответствии с рекомендациями Госстандарта СССР «Планетарные зубчатые передачи с нерегулируемым передаточным отношением». Так, если основными звеньями передачи являются два центральных колеса и водило, то передача получает обозначение $2k - h$. Передача $2k - h$ могут быть выполнены в нескольких вариантах, обозначение которых, оптимальные передаточные отношения и примерные величины коэффициентов полезного действия даны на рис. 11.7.

Как известно, передаточное отношение планетарной передачи может быть выражено через передаточное отношение i^h передачи,

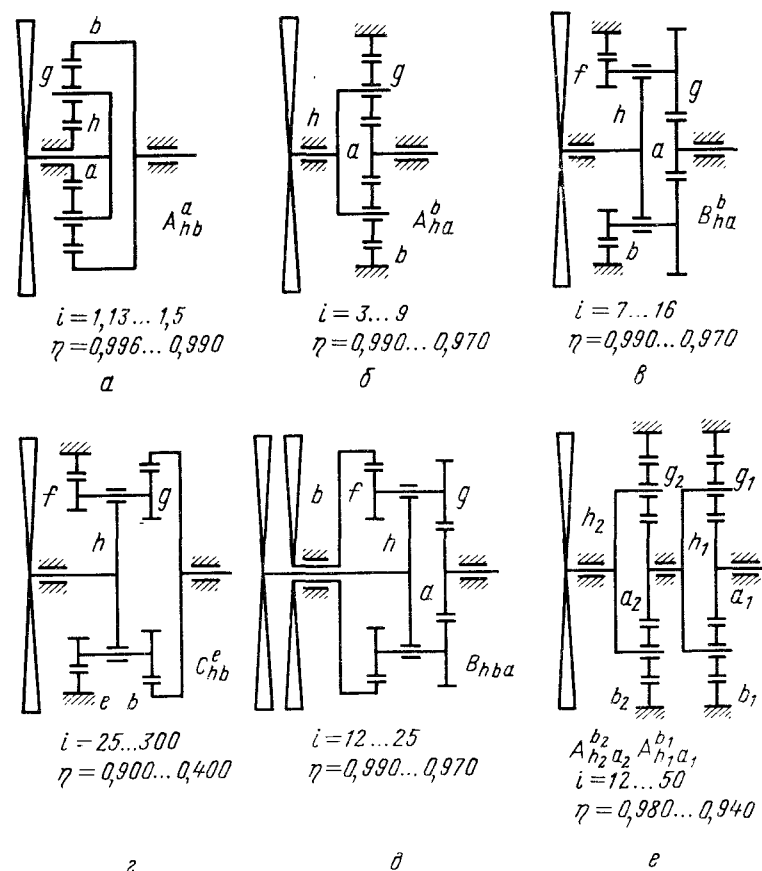


Рис. 11.7. Схемы планетарных редукторов

полученной из планетарной остановкой водила. Так, для передачи A_{ab}^h передаточное отношение $i_{ab}^h = -\frac{z_b}{z_a}$, поэтому для планетарной передачи A_{ah}^b передаточное отношение $i_{ah}^b = 1 - i_{ab}^h = 1 + \frac{z_b}{z_a}$.

Соответственно для других вариантов передач $2k - h$ имеем следующие зависимости:

$$\text{для } A_{ha}^b \quad i_{ha}^b = \frac{1}{i_{ah}^b} = \frac{1}{1 + \frac{z_b}{z_a}};$$

$$\gg B_{ha}^b i_{ha}^b = 1 + \frac{z_b}{z_a} \frac{z_g}{z_f};$$

$$\gg C_{hb}^e i_{hb}^e = \frac{1}{1 - \frac{z_e}{z_b} \frac{z_g}{z_f}}.$$

При выборе передачи планетарного типа большое внимание следует уделить анализу изменения коэффициента полезного действия в зависимости от величины передаточного отношения, так как в этих передачах в определенном диапазоне изменения передаточных отношений могут быть весьма низкие величины коэффициентов полезного действия, при которых данную передачу невозможно использовать как силовую в авиационных редукторах.

Коэффициенты потерь в планетарных передачах выражают через коэффициент потерь ψ^h в передаче, полученной из планетарной остановкой водила h .

При этом, по аналогии с (11.4)

$$\psi_{ред} = \Sigma \psi_s^h + \Sigma \psi_n^h.$$

Так, например, в передачах A и B

$$\psi^h = \psi_{sa}^h + \psi_{sb}^h + \psi_n^h,$$

а в передаче C_{hb}^e

$$\psi^h = \psi_{sb}^h + \psi_{se}^h + \psi_n^h.$$

Коэффициенты потерь в зацеплении зубчатых колес ψ_s^h и в подшипниках опор валов ψ_n^h рассчитываются в соответствии с формулами (11.5) и (11.6).

Коэффициенты полезного действия передач $2k - h$ рассчитываются по следующим формулам:

$$\text{для } A_{ha}^b \quad \eta_{ha}^b = 1 + i_{ab}^h (1 - i_{ab}^h) \psi^h;$$

$$\gg A_{hb}^a \quad \eta_{hb}^a = 1 - \frac{1}{1 - i_{ab}^h} \psi^h;$$

$$\gg A_{ba}^h \quad \eta_{ba}^h = 1 - \psi^h;$$

$$\gg B_{ha}^b \quad \eta_{ha}^b = 1 - \frac{i_{ab}^h}{i_{ab}^h - 1} \psi^h.$$

В авиационных редукторах для привода одиночных винтов наибольшее применение нашли передачи A_{ha}^b и B_{ha}^b благодаря высоким значениям коэффициента полезного действия, возможности получить большие передаточные отношения, сравнительно небольшим габаритным размерам и простому устройству.

Если в передачах A и B три основных звена (a, b, h) подвижны, то появляется возможность применять такие передачи в дифференциальных редукторах привода соосных винтов (см. рис. 11.7, ∂). При этом частота вращения ведомых валов редуктора определяется нагрузкой переднего и заднего винта.

Передаточное отношение кинематических цепей привода переднего и заднего винтов подсчитывается по формулам

$$\begin{aligned} i_{a \text{ п. в. }}^{3. \text{ в. }} &= \frac{\omega_a - \omega_{3. \text{ в. }}}{\omega_{\text{п. в. }} - \omega_{3. \text{ в. }}}; \\ i_{a \text{ з. в. }}^{п. \text{ в. }} &= \frac{\omega_a - \omega_{\text{п. в. }}}{\omega_{3. \text{ в. }} - \omega_{\text{п. в. }}}. \end{aligned} \quad (11.8)$$

Здесь $\omega_{\text{п. в.}}$ и $\omega_{3. \text{ в.}}$ — угловые скорости переднего и заднего винтов соответственно.

Если умножить первое уравнение (11.8) на $\omega_{\text{п. в.}}$, а второе — на $\omega_{3. \text{ в.}}$ и сложить их, то получим

$$\omega_{3. \text{ в. }} i_{a \text{ з. в. }}^{п. \text{ в. }} + \omega_{\text{п. в. }} i_{a \text{ п. в. }}^{3. \text{ в. }} = \omega_a. \quad (11.9)$$

В силу известных кинематических соотношений в планетарных передачах

$$i_{a \text{ п. в. }}^{3. \text{ в. }} = 1 - i_{a \text{ з. в. }}^{п. \text{ в. }} \quad (11.10)$$

После подстановки (11.10) в (11.9) получим

$$\omega_{3. \text{ в. }} i_{a \text{ з. в. }}^{п. \text{ в. }} + \omega_{\text{п. в. }} (1 - i_{a \text{ з. в. }}^{п. \text{ в. }}) = \omega_a. \quad (11.11)$$

Для винтов, вращающихся с одинаковой угловой скоростью в противоположных направлениях, $\omega_{3. \text{ в. }} = -\omega_{\text{п. в.}}$. В этом случае из (11.11) следует

$$\omega_{3. \text{ в. }} i_{a \text{ з. в. }}^{п. \text{ в. }} - \omega_{3. \text{ в. }} (1 - i_{a \text{ з. в. }}^{п. \text{ в. }}) = \omega_a.$$

Поэтому передаточное отношение в кинематической цепи привода заднего винта определяется по формуле

$$i_{a \text{ з. в. }} = \frac{\omega_a}{\omega_{3. \text{ в. }}} = - (1 - 2i_{a \text{ з. в. }}^{п. \text{ в. }}).$$

Действуя аналогичным образом, для переднего винта получим

$$i_{a \text{ п. в. }} = \frac{\omega_a}{\omega_{\text{п. в. }}} = 1 - 2i_{a \text{ з. в. }}^{п. \text{ в. }}.$$

При этом для передачи B $i_{3. \text{ в. }}^{п. \text{ в. }} = -\frac{z_g}{z_a} \frac{z_b}{z_f}$, а для передачи A

$$i_{3. \text{ в. }}^{п. \text{ в. }} = -\frac{z_b}{z_a} \quad (\text{поскольку } z_g = z_f).$$

Таким образом, передаточные отношения кинематических цепей привода переднего и заднего винтов отличаются только знаком. Следует отметить, что в рассмотренном случае ($\omega_{з.в} = -\omega_{п.в}$) крутящий момент на переднем винте больше крутящего момента на заднем винте на величину крутящего момента ведущего вала редуктора. По этой же причине при одинаковой частоте вращения винтов мощность переднего винта больше мощности заднего винта, так что

$$\frac{N_{п.в}}{N_{з.в}} = 1 - i_{а.в.в}^{п.в.}$$

При необходимости передать на винты одинаковые мощности их лопасти должны быть поставлены под разными углами ($\varphi_{п.в} < \varphi_{з.в}$) так, чтобы при этом

$$\frac{\omega_{п.в}}{\omega_{з.в}} = \frac{1}{1 - i_{а.в.в}^{п.в.}}$$

В этом случае необходимо применение переднего и заднего винтов изменяемого шага и двух регуляторов частоты вращения, поддерживающих постоянство частот вращения переднего и заднего винтов.

Рассмотренная схема дифференциального редуктора позволяет получить эффективный и простой по конструкции редуктор привода соосных винтов, так как число зацеплений невелико.

При необходимости получить передаточные отношения, превышающие по величине передаточные отношения, рекомендованные для планетарных передач (см. рис. 11.7), применяются многоступенчатые редукторы с последовательным расположением передач $2k - h$. Так, например, низкооборотные ступени многоступенчатых редукторов вертолетных ГТД включают в свою конструкцию последовательно соединенные планетарные передачи $A_{a_2 h_2}^{b_2} A_{a_1 h_1}^{b_1}$ (см. рис. 11.7, е). При этом водило первой планетарной передачи соединено с центральным колесом внешнего зацепления второй планетарной передачи. Таковы, например, кинематические схемы редукторов, установленных на вертолетах «Хью Кобра», S-65 «Чинук» (США) и редуктора Р-5 вертолета Ми-4.

В связи с необходимостью получить малогабаритные соосные редукторы с большим передаточным отношением, максимально возможным коэффициентом полезного действия при большой передаваемой мощности, составляющей часто несколько тысяч киловатт, для редукторов ТВД и вертолетных ГТД могут применяться передачи замкнутого типа.

В редукторах вертолетных ГТД эти передачи составляют низкооборотные ступени трех- или четырехступенчатых редукторов. Остальные ступени представляют собой простые цилиндрические или конические передачи (рис. 11.8).

В редукторах ТВД замкнутая передача обычно является единственной (рис. 11.9).

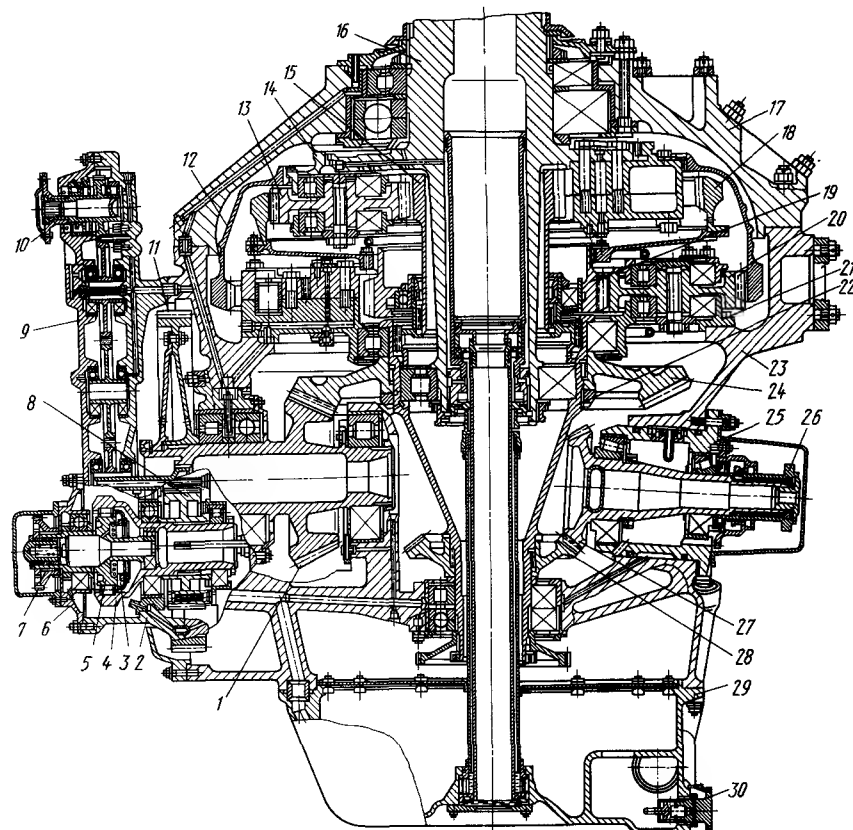


Рис. 11.8. Редуктор вертолетного ГТД:

1 — ведущее зубчатое колесо второй ступени; 2 — крышка; 3 — сепаратор; 4 — ведомая обойма; 5 — ведущая обойма; 6 — корпус подшипника; 7 — втулка; 8 — ведущее колесо первой ступени; 9 — крышка привода вентилятора; 10 — фланец; 11, 24, 27 — ведомые зубчатые колеса; 12 — колесо внутреннего зацепления третьей ступени; 13 — сателлит; 14 — корпус сателлитов; 15, 19 — ведущие колеса третьей ступени; 16 — вал винта; 17 — верхний корпус; 18 — колесо внутреннего зацепления третьей ступени; 20 — промежуточное колесо; 21 — корпус промежуточных колес; 22 — вал; 23 — нижний корпус; 25 — корпус подшипников; 26 — фланец; 28 — ведущее колесо привода крестового винта; 29 — поддон; 30 — магнитная пробка

В замкнутых передачах (рис. 11.10) одно из основных звеньев дифференциала, непосредственно связанное с любым выходным валом, обозначается γ , а два других основных звена с помощью какой-либо передачи связаны с другим выходным валом, обозначаемым δ . С использованием указанных на рисунке обозначений звеньев для расчета передаточных отношений замкнутой передачи пользуются зависимостью

$$i_{\gamma\delta} = i_{\gamma\alpha}^{i_{\alpha\delta}} + i_{\gamma\beta}^{i_{\beta\delta}} \quad (11.12)$$

Здесь $i_{\gamma\alpha}^{i_{\alpha\delta}}$ и $i_{\gamma\beta}^{i_{\beta\delta}}$ обозначают передаточные отношения между звеньями γ , α и γ , β относительно звеньев передачи β и α соответственно.

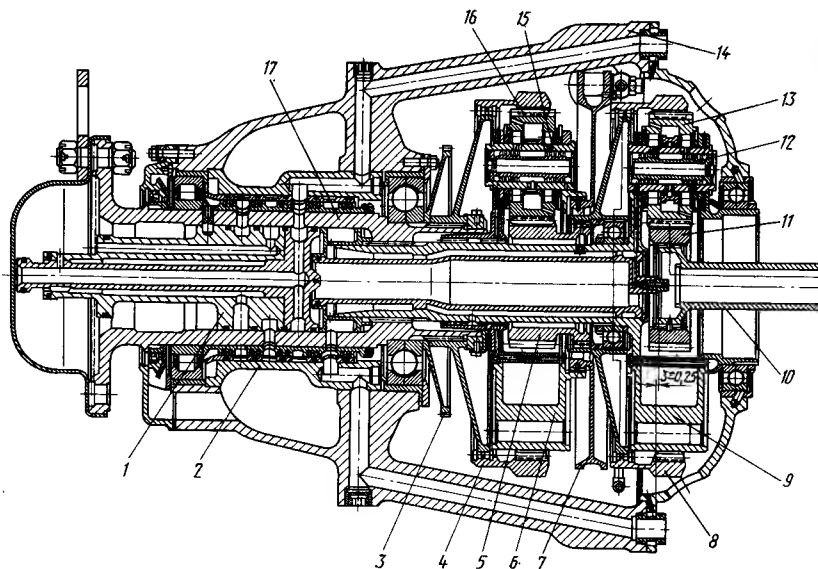


Рис. 11.9. Редуктор ТВД:

1 — маслорепусная втулка; 2 — корпус маслорепусной втулки; 3 — ведущее зубчатое колесо привода измерителя крутящего момента; 4 — зубчатое колесо внутреннего зацепления; 5 — зубчатое колесо внешнего зацепления; 6 — корпус; 7 — венец измерителя крутящего момента; 8 — зубчатое колесо внутреннего зацепления планетарной передачи; 9 — водило; 10 — рессора; 11 — ведущее зубчатое колесо планетарной передачи; 12 — ось сателлита; 13 — сателлит; 14 — катер редуктора; 15 — ось зубчатого колеса; 16 — зубчатое колесо; 17 — вал винта

Пример. Определить передаточное отношение редуктора ТВД АИ-20, кинематическая схема которого показана на рис. 11.10. Это редуктор замкнутой схемы, у которого центральное колесо внутреннего зацепления дифференциала соединено с центральным колесом внешнего зацепления планетарной передачи в остановленном водиле. Используя зависимость (11.12), получаем

$$i_{\gamma\alpha}^{\beta} = \frac{\omega_{\gamma}}{\omega_{\alpha}} = \frac{z_{\delta}}{z_1} = -\frac{97}{35};$$

$$n_{\alpha} = n_{\delta} \left(-\frac{97}{35} \right) = -1100 \cdot \frac{97}{35} \text{ об/мин};$$

$$\frac{n_{\alpha}}{n_{\delta}} = i_{\alpha\delta} = -\frac{97}{35};$$

$$i_{\gamma\beta}^{\alpha} = \frac{\omega_{\gamma}}{\omega_{\beta}} = 1 - i_{\gamma\alpha}^{\beta} = 1 + \frac{97}{35};$$

$$n_{\beta} = n_{\delta} = 1100 \text{ об/мин};$$

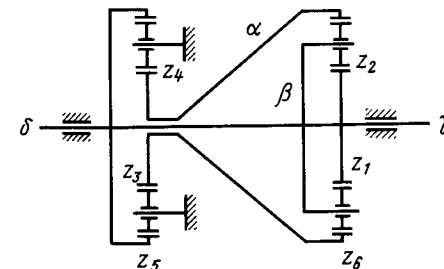
$$i_{\beta\delta} = \frac{\omega_{\beta}}{\omega_{\delta}} = \frac{z_{\delta}}{z_{\beta}} = 1.$$

Поэтому

$$i_{\gamma\delta} = \frac{97}{35} \cdot \frac{97}{35} + \left(1 + \frac{97}{35} \right) = 7,68 + 3,77 = 11,45.$$

Рис. 11.10. Кинематическая схема замкнутого редуктора ТВД АИ-20:

γ — ведущий вал ($n = 12\,500$ об/мин);
 δ — ведомый вал ($n = 1100$ об/мин);
 $z_1 = z_3 = 35$, $z_2 = z_4 = 31$, $z_5 = z_6 = 97$



В редукторах ТВД и вертолетных ГТД, приводящих в движение соосные винты, могут также использоваться редукторы с передачами замкнутого типа. Так, например, низкооборотная ступень редуктора РВ-3Ф (рис. 11.11), установленного на вертолете К_а-25К, состоит из водила γ , соединенного с валом верхнего несущего винта, сателлитов и центральных колес α и β дифференциала, соединенных между собой планетарной передачей с остановленным водилом (колеса z_1 , z_2 , z_3 и z_4). Ведущим валом является вал δ , а центральное колесо α дифференциала соединено с валом нижнего несущего винта. Частоты вращения несущих винтов одинаковы, а направление их вращения противоположно. Для замкнутых передач характерно разделение передаваемой мощности на потоки. Так, в редукторе ТВД АИ-20 (см. рис. 11.10) 30 % мощности передается на вал винта δ через водило β , а остальная часть — через центральное колесо α .

В редукторе РВ-3Ф (рис. 11.11) половина мощности с ведущего вала δ передается на вал верхнего несущего винта γ через водило дифференциала, а вторая половина мощности — через передачу $z_4 - z_3 - z_2$ и звено α на вал нижнего несущего винта.

В планетарных редукторах выбор числа зубьев колес связан с необходимостью обеспечить требуемое передаточное отношение, условия соседства, соосности и сборки редуктора (рис. 11.12).

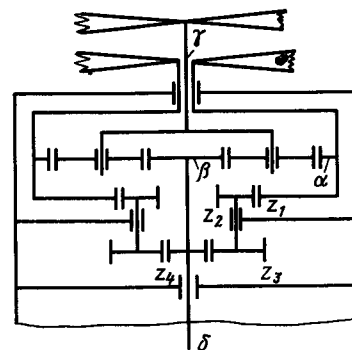


Рис. 11.11. Кинематическая схема низкооборотной ступени редуктора вертолетного ГТД

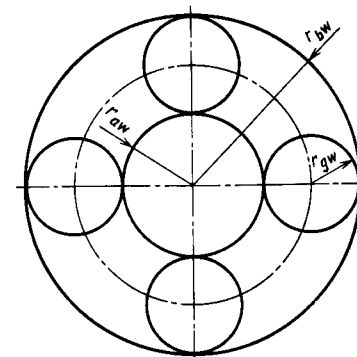


Рис. 11.12. Схема размещения зубчатых колес планетарной передачи

Условие соседства заключается в обеспечении зазора между соседними сателлитами. Для этого нужно, чтобы расстояние между осями соседних сателлитов несколько превышало диаметр окружности вершин зубьев сателлитов. При этом должно выполняться неравенство

$$\sin \frac{180^\circ}{n_w} \geq \frac{z_g + 2}{z_a + z_g}. \quad (11.13)$$

Здесь n_w — число сателлитов; z_g — число зубьев сателлитов; z_a — число зубьев центрального колеса внешнего зацепления.

Условие соосности выражает простое соотношение между размерами зубчатых колес планетарного редуктора

$$r_{a_w} + 2r_{g_w} = r_{b_w}. \quad (11.14)$$

Здесь r_{a_w} , r_{b_w} , r_{g_w} — радиусы начальных окружностей центральных колес и сателлитов.

Из (11.14) следует

$$z_a + z_b = 2(z_g + z_a). \quad (11.15)$$

Таким образом, сумма чисел зубьев центральных колес a и b должна быть четным числом.

Условие сборки планетарного редуктора заключается в обеспечении возможности установки всех сателлитов. Несоблюдение этого условия может привести к тому, что после постановки одного сателлита колеса редуктора займут такое положение, при котором остальные сателлиты установить невозможно.

Для одновенцовых сателлитов условие сборки соблюдается, если

$$(z_a + z_b)/n_w = N \text{ (любое целое число).}$$

Таким образом, сумма чисел зубьев центральных колес должна быть кратна числу сателлитов. Для планетарных редукторов с двухвенцовыми сателлитами условие сборки обеспечивается в простейшем случае, когда каждое из значений z_a и z_b в отдельности кратно числу сателлитов.

11.4. РАСЧЕТЫ ЗУБЬЕВ НА ПРОЧНОСТЬ. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Разрушение зуба при длительной работе в основном происходит при его изгибе из-за развития усталостных трещин в основании зуба, что является следствием концентрации напряжений при малом радиусе галтели или при наличии следов механической обработки в месте перехода зуба в обод.

При больших контактных напряжениях усталостные трещины появляются на рабочей поверхности зубьев. Они развиваются, захватывая значительную площадь. Это приводит к выкрашиванию

частичек металла, образованию пор, ямок и к выходу передачи из строя.

Разрушение поверхности зубьев может произойти также вследствие заедания, возникающего при сухом контакте зубьев из-за вытеснения маловязкого масла из зоны контакта при неправильном выборе сорта масла или недопустимо большом разогреве передач.

Поэтому расчет зубьев на прочность обычно сводится к расчету на выносливость зубьев при изгибе, к расчету на контактную выносливость рабочих поверхностей (расчет на выкрашивание).

При проектировании легких и малогабаритных высоконагруженных передач необходимо провести сравнительную оценку массы и габаритных размеров нескольких вариантов передач, что обычно делается с использованием методик предварительного (упрощенного) расчета. Одна из таких методик, предложенная Б. Ф. Шорром, приводится ниже [7].

При проведении предварительного расчета передачи крутящий момент T_1 , действующий на шестерню (здесь и далее все обозначения соответствуют ГОСТ 16530—83 и ГОСТ 16531—83), рассчитывается через передаваемую мощность N (кВт) и частоту вращения шестерни n_1 (об/мин) по формуле

$$T_1 = 9740 \frac{N}{n_1}, \quad (11.16)$$

где T_1 измеряется в Н·м.

Окружное усилие, отнесенное к ширине зубчатого венца шестерни b_{w1} (мм), т. е. удельную окружную силу, определяют по формуле

$$w = \frac{2000 \cdot T_1}{b_{w1} d_{w1}} K, \quad (11.17)$$

где w измеряется в Н/мм.

Здесь d_{w1} — диаметр начальной окружности шестерни (в мм); K — коэффициент, учитывающий увеличение действующей на зуб нагрузки по сравнению с ее номинальным значением из-за:

а) неравномерного распределения нагрузки между зубьями колес в многопоточной передаче (например, между зубьями колес сателлитов планетарной передачи);

б) неравномерного распределения нагрузки по ширине зубчатого венца вследствие закрутки тела зубчатого колеса, взаимного перекоса сопряженных зубчатых колес при изгибе валов передачи (рис. 11.13);

в) возникновения динамических нагрузок в зацеплении при крутильных колебаниях в передаче, а также при возникновении ударов в зацеплении.

В предварительном расчете принимают $K = 1,5 \dots 2,0$. В передаче с внешним зацеплением диаметр начальной окружности

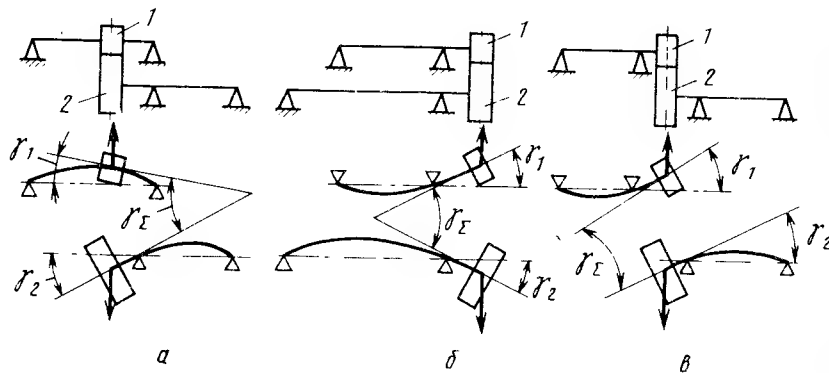


Рис. 11.13. Перекос зубчатых венцов колес, вызванный изгибом валов от усилий в зацеплении. Схема расположения сопряженных зубчатых колес: а — смешанное, колеса расположены консольно и между опорами; б — консольное с односторонним подводом крутящего момента; в — консольное, подвод крутящего момента с разных сторон

d_{w1} шестерни связан с межосевым расстоянием a_w (мм) и передаточным числом u зависимостью

$$d_{w1} = \frac{2a_w}{u+1}. \quad (11.18)$$

Подставив (11.18) в (11.17), получим

$$\omega = 9,74 \cdot 10^6 (u+1) \frac{NK}{n_1 a_w b_{w1}}. \quad (11.19)$$

Соответственно для передачи с внутренним зацеплением зубчатых колес имеем

$$d_{w1} = \frac{2a_w}{u-1}. \quad (11.20)$$

После подстановки (11.20) в (11.17) получим

$$\omega = 9,74 \cdot 10^6 (u-1) \frac{NK}{n_1 a_w b_{w1}}. \quad (11.21)$$

Из (11.19) и (11.21) следует, что удельная окружная сила растет по мере увеличения передаточного числа, передаваемой мощности и уменьшается с ростом частоты вращения, межосевого расстояния и ширины зубчатого венца.

Под действием этой нагрузки зуб изгибается, как консольная балка, и деформируется в зоне контакта.

Расчет на контактную выносливость проводится с учетом местного характера деформации зубьев. Поэтому вместо деформации действительных поверхностей зубьев рассматривается деформация в зоне контакта двух цилиндров с радиусами ρ_1 и ρ_2 , равными радиусам кривизны профилей зубьев в зоне контакта (рис. 11.14).

Рис. 11.14. Нагружение зуба усилиями в зацеплении: а — смятие рабочих поверхностей в зоне контакта; б — изгиб зуба

Максимальное контактное напряжение для зубьев из одного материала равно

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{\omega_a E}{\rho_{np}}}, \quad (11.22)$$

где σ_H измеряется в МПа.

Здесь $\omega_a = \frac{\omega}{\cos \alpha_w}$ — удельная нормальная сила; α_w — угол зацепления; E — модуль упругости первого рода (в МПа); ρ_{np} — приведенный радиус кривизны поверхности зубьев (в мм):

$$\rho_{np} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1} = 0,5 \frac{u}{u \pm 1} \alpha_{w1} \sin \alpha_w. \quad (11.23)$$

С использованием (11.20) для приведенного радиуса кривизны имеем

$$\rho_{np} = \frac{u a_w}{(u \pm 1)^2} \sin \alpha_w.$$

Подставив ρ_{np} в (11.22), получим

$$\sigma_H = 0,418 (u \pm 1) \sqrt{\frac{E \omega_a}{u a_w \sin \alpha_w}}. \quad (11.24)$$

Здесь и выше знак (+) используется для передачи с внешним зацеплением и (—) — для передачи с внутренним зацеплением.

Условие контактной выносливости поверхности зуба выражается неравенством

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}. \quad (11.25)$$

Здесь σ_{HP} — допускаемое контактное напряжение, устанавливаемое экспериментально. В предварительном расчете принимают, что $\sigma_{HP} = \sigma_{H \lim}^0$ (предел выносливости при базовом числе циклов N_0). Их значения даны в табл. 11.3.

Из (11.24) с учетом (11.25) следует, что для передачи с выбранным передаточным числом расчет на контактную выносливость определяет межосевое расстояние a_w передачи, т. е. ее габаритные размеры. При прочих равных условиях контактные напряжения в передаче с внутренним зацеплением колес меньше, чем в передаче с внешним зацеплением, что является следствием увеличения ρ_{np} в первом случае, см. (11.23).

Расчет на выносливость зуба при изгибе проводится, как для консольной балки переменного сечения, нагруженной на конце сосредоточенной силой, равной окружному усилию в зацеплении

Таблица 11.3

Материал зубчатого колеса	$\sigma_H^0 \text{ lim, МПа}$	$N_0 \cdot 10^{-6}$
Сталь: без специальной химико-термической обработки поверхности ($HB < 350$)	$(1,8 \cdot HB + 65)$	25
с поверхностной закалкой (40 ... 50 HRC _a)	$(14 \cdot HRC_a + 165)$	
с объемной закалкой (38 ... 50 HRC _a)	$(16,5 \cdot HRC_a + 135)$	44 ... 84
цементированная, азотированная	$19,5 \cdot HRC_s$	

(см. рис. 11.14). Максимальное напряжение в основании зуба рассчитывается по формуле

$$\sigma_F = \frac{M_{из}}{W} \alpha_\sigma; M_{из} = Wh_1 b_w; \quad (11.26)$$

$$W = \frac{b_w S_1^2}{6},$$

где σ_F измеряется в МПа.

Здесь h_1 — высота зуба; S_1 — толщина зуба в опасном сечении; α_σ — коэффициент концентрации напряжений в переходной части ножки зуба; W — момент сопротивления изгибу.

Формулу (11.26) можно представить в виде

$$\sigma_F = Y_F \frac{W}{m}. \quad (11.27)$$

Здесь Y_F — коэффициент, учитывающий форму зуба:

$$Y_F = \frac{6h_1 m \alpha_\sigma}{S_1^2};$$

m — модуль зуба.

В предварительном расчете для зуба обычной геометрии принимают $Y_F = 3,7$.

Условие выносливости зуба при изгибе зуба выражается неравенством

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP}. \quad (11.28)$$

Здесь σ_{FP} — допускаемое напряжение при изгибе. В предварительном расчете за допускаемое напряжение принимают

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{H \text{ lim}}}{S_F}, \quad (11.29)$$

где $\sigma_{H \text{ lim}}$ — предел выносливости зуба при отнулевом цикле нагружения (меняется от 400 МПа для поверхностно неупрочненных зубьев до 800 ... 1000 МПа — для цементированных или нитроцементированных зубьев); S_F — запас прочности (коэффициент безопасности). В предварительном расчете $S_F = 2,0 \dots 2,5$.

Из (11.26) с учетом (11.28) следует, что расчет зуба на выносливость при изгибе позволит определить величину модуля зуба m , т. е. размеры зуба, а также число зубьев шестерни и колеса.

Уточненный расчет на прочность зубьев проводится в соответствии с ГОСТ 21354—75 «Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчеты на прочность». Расчетные формулы (ГОСТ 21354—75) имеют ту же структуру, что и приведенные выше в предварительном расчете, но содержат ряд поправочных коэффициентов, учитывающих форму и шероховатость сопряженных поверхностей зубьев, влияние окружной скорости, смазки, размеров зубчатого колеса, механические свойства материала, распределение нагрузки между зубьями, распределение нагрузки по ширине зубчатого венца, динамические нагрузки и т. д.

11.5. КОНСТРУКЦИЯ РЕДУКТОРОВ

11.5.1. Зубчатые цилиндрические и конические колеса

Цилиндрические передачи нашли широкое применение в конструкции всех ступеней многоступенчатых авиационных редукторов. В большинстве выполненных конструкций это прямозубые передачи.

Высоконагруженные передачи имеют угол зацепления α_{tw} , превышающий 20° , что увеличивает толщину масляной пленки в зоне контакта зубьев, изгибную и контактную прочность, стойкость против заедания зубьев. Изготовление зубчатых колес таких передач идет с применением исходного производящего контура (ИПК) с профильными углами $\alpha = 23; 25; 28^\circ$, а также смещения инструмента при нарезании зубчатых колес.

Применение ИПК с $\alpha = 18^\circ$ и специально подобранного смещения режущего инструмента позволяет получить передачи с коэффициентом перекрытия $\epsilon_\alpha = 2,05$ в широком диапазоне изменения числа зубьев $25 \leq z \leq 65$. Такие передачи испытывают небольшие вибрационные нагрузки, что значительно увеличивает их работоспособность.

Передаточное отношение цилиндрических передач обычно не превышает 4. При этом в выполненных конструкциях до 50 % зубчатых колес внешнего зацепления имеет число зубьев $z = 25 \dots 45$. У колес внутреннего зацепления $z = 81 \dots 127$. Величина модуля m варьируется в пределах $2,25 \dots 8$, но чаще всего $m = 3 \dots 5$.

Наиболее нагруженными являются зубчатые колеса последних ступеней редукторов вертолетных ГТД, работающие при окружных скоростях $v = 3 \dots 20$ м/с с наработкой за ресурс $5 (10^7 \dots 10^8)$ циклов нагружения. Наименее нагруженными являются зубчатые колеса высокоскоростных передач редукторов ТВД и вертолетных ГТД, работающие при окружных скоростях

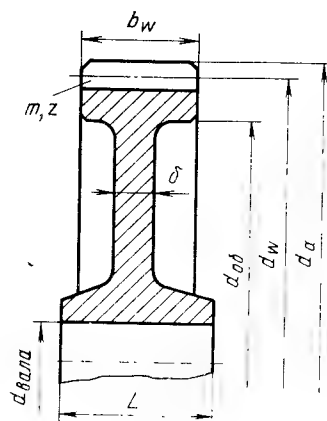


Рис. 11.15. Зубчатое колесо цилиндрической передачи

$v = 40 \dots 90$ м/с с наработкой за ресурс $10^9 \dots 10^{10}$ циклов нагружения.

Многие конструктивные особенности зубчатых колес связаны с необходимостью обеспечить равномерное распределение нагрузки по ширине зубчатого венца. Так, например, величина относительной ширины зубчатого венца, оцениваемая коэффициентом $\psi_d = b_w/d_w$ (рис. 11.15), определяет величину закручивания зубчатого венца под действием усилия в зацеплении. Как по-

казывают исследования [7], при большой ширине зубчатого венца его закручивание приводит к значительному снижению нагрузки на зуб в сечениях венца, удаленных от полотна зубчатого колеса, и росту нагрузки в сечениях венца, примыкающих к полотну. Поэтому зубчатые колеса авиационных редукторов имеют узкий венец, и в выполненных конструкциях $\psi_d = 0,08 \dots 0,88$.

Отношение $b_w/d_w = \psi_{dw}$, определяющее величину контактных напряжений (см. 11.24), лежит в пределах $0,08 \dots 0,45$. Толщина обода зубчатого колеса, влияющая на изгибную жесткость зубьев и жесткость венца, оценивается коэффициентом $\psi_{ob} = \frac{d_a - d_{o6}}{2m}$, величина которого меняется в пределах $(2,3 \dots 6,8)$. Жесткость зубчатого венца зависит также и от толщины полотна δ . Обычно относительная толщина полотна оценивается коэффициентом $\psi_b = \delta/b_w$, равным $0,1 \dots 0,5$. Размеры ступицы колеса определяются коэффициентом $\psi_L = L/d_{вала}$, величина которого в выполненных конструкциях меняется в пределах $0,1 \dots 2,3$.

Способ размещения зубчатых венцов относительно опор влияет на величину перекоса зубчатых венцов сопряженных колес и на равномерность распределения нагрузки. В этом смысле расположение сопряженных колес посередине между опорами наиболее благоприятно (см. рис. 11.13, а). Большая неравномерность нагрузки связана со схемой консольно расположенных зубчатых колес при одностороннем подводе крутящего момента (см. рис. 11.13, б). Гораздо меньшая неравномерность получается для консольно расположенных колес при подводе крутящего момента с разных сторон (см. рис. 11.13, в).

Все сказанное не относится к центральным колесам внешнего зацепления планетарных передач, так как при числе сателлитов $n_w \geq 3$ даже консольное расположение этих колес не приводит к перекосу зубчатого венца.

Если нет технологических ограничений, то зубчатые колеса предпочтительнее изготавливать как единое целое с полотном, ступицей и валом, так как составное колесо нуждается в элементах центровки и соединения составляющих его частей. Все это утяжеляет и усложняет конструкцию колес. При небольших размерах зубчатого колеса оно имеет плоское полотно постоянной толщины. В колесах большого размера полотно обычно представляет собой коническую оболочку переменной толщины с утонением к ободу. Это требуется для увеличения осевой жесткости колеса (в особенности косозубого) и увеличения частоты собственных колебаний для предотвращения опасных низкочастотных резонансов при колебаниях колес. Иногда такие колеса делают с полотном коробчатого сечения, т. е. из двух конических оболочек (см. рис. 11.16, а). Сопряжение обода с полотном делают с плавным переходом радиусом, соизмеримым с шириной обода колеса. Широкий обод колеса обычно выполняется с утолщениями по торцам, служащими для уменьшения поводки зубчатого венца при химико-термической обработке и уменьшения деформации зуба при нагружении (см. рис. 11.16, в).

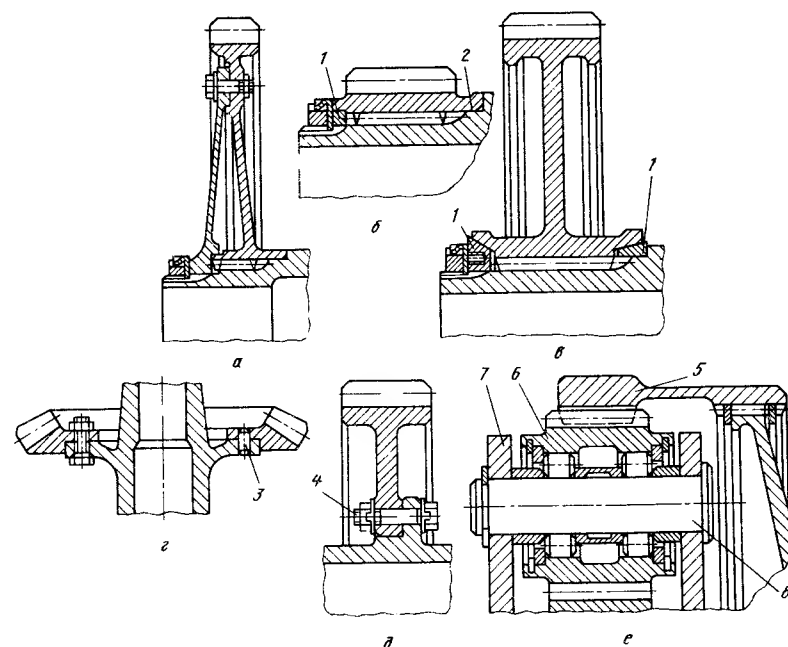


Рис. 11.16. Конструкция зубчатых колес:

а — составное колесо с полотном коробчатой конструкции; б — центрирование колеса с помощью кольца и центрирующего пояска; в — центрирование колеса с помощью конических разрезных колец; г и д — передача крутящего момента штифтами и призонными болтами соответственно; е — фиксация плавающего зубчатого венца разрезными упругими кольцами; 1 — кольцо; 2 — центрирующий пояс; 3 — штифт; 4 — призонный болт; 5 — плавающий зубчатый венец; 6 — сателлит; 7 — водило; 8 — ось сателлита

В случае необходимости зубчатые колеса делают составными. При этом особое внимание уделяется оформлению фланцевых соединений составного колеса. Для косозубых колес стык фланцев осуществляется так, чтобы осевая нагрузка, возникающая в зацеплении, поджимала фланцы друг к другу.

Взаимное центрирование колеса и вала обычно осуществляется по цилиндрическим посадочным поясам (см. рис. 11.16, б) или по двум конусным разрезным втулкам (см. рис. 11.16, в).

Крутящий момент во фланцевом соединении может быть передан за счет трения, возникающего в стыке при затяжке болтов. Болтовое соединение часто дополняется штифтами или полными призонными втулками, посаженным в отверстия с натягом. В этом случае крутящий момент во фланцевом соединении передается за счет среза и смятия штифтов или втулок (см. рис. 11.16, г). Применяются фланцевые соединения с призонными болтами. Посадочная поверхность болта и опорная поверхность его головки шлифуются, место перехода тела болта в головку имеет поднутрение, исключающее ослабление этого места из-за возможных дефектов шлифовки (см. рис. 11.16, д). Затяжка гаек в болтовом соединении производится с определенным крутящим моментом или сопровождается замером вытяжки болтов для исключения возможности появления больших растягивающих нагрузок, а также для создания определенной силы в стыке фланцев.

В планетарных передачах часто используются зубчатые колеса внутреннего зацепления с плавающими венцами, т. е. венцами, не имеющими жесткой связи с полотном колеса. Передача крутящего момента и осевая фиксация между зубчатым венцом и остальными элементами составного колеса осуществляется шлицами и разрезными упругими кольцами (см. рис. 11.16, е). Такое соединение благодаря наличию зазоров в шлицах позволяет зубчатому венцу самоустанавливаться и центрироваться по сателлитам, что приводит к более равномерному распределению нагрузки по зубьям сателлитов. Сателлиты планетарных ступеней редуктора могут иметь форму обычного зубчатого колеса с ободом, полотном и валом. При малых размерах сателлитов их конструкция может быть упрощена: они состоят из зубчатого венца и цилиндрического тела колеса с центральной расточкой, служащей беговой дорожкой для роликов подшипника качения. В этом случае удается в ограниченном объеме разместить подшипники большей грузоподъемности. Сателлиты такой конструкции цементируются кругом, зубья и беговые дорожки подшипников шлифуются (см. рис. 11.16, е).

Поскольку напряженность зубьев центральных колес внешнего и внутреннего зацепления, находящихся в контакте с сателлитами, различна, это должно учитываться при выборе ширины зубчатых венцов. Зубья колес внутреннего зацепления, при прочих равных условиях, испытывают меньшие контактные и изгиб-

ные напряжения, чем зубья колес внешнего зацепления из-за большего приведенного радиуса кривизны рабочих поверхностей зуба. Поэтому ширина зубчатого венца центрального колеса внутреннего зацепления может быть уменьшена при условии, что это не ухудшит работоспособности зубьев сателлита (см. рис. 11.16, е).

Конические зубчатые передачи получили применение в высокоскоростных ступенях редукторов вертолетных ГТД, а также в приводах агрегатов этих редукторов и агрегатов двигателя. Силловые передачи обычно имеют конические колеса с криволинейными (так называемыми круговыми) зубьями и работают с окружными скоростями до 100 м/с и выше. Ширина зубчатого венца таких колес лежит в пределах $(0,25 \dots 0,37) l$, где l — длина образующей делительного конуса колеса. Конические передачи чрезвычайно чувствительны к взаимному положению зубчатых венцов колес. Поэтому важно обеспечить стабильность этого положения как при сборке, так и в процессе работы передачи. Основным критерием правильности сборки и эксплуатации конической передачи является правильное расположение и форма пятна контакта в зацеплении. Такое пятно овальной формы, удаленное от торцев, вершины и корневого сечения зуба, означает равномерное распределение нагрузки по длине и высоте зуба. В связи с этим особое внимание уделяется выбору местоположения опор конической передачи. При размещении зубчатого венца между опорами влияние прогиба вала и деформация опор будут оказывать минимальное влияние на перекося зубьев и поэтому такая схема является предпочтительной. При необходимости консольного расположения зубчатого венца стараются уменьшить величину вылета консоли, увеличить жесткость вала и опор. Обычно размер вылета консоли составляет около трети расстояния между опорами.

Упорные подшипники размещают возможно ближе к зубчатому колесу для уменьшения влияния тепловых деформаций на точность зацепления. Образующая полотна конической формы обычно направляется под углом к оси колеса, определяемым направлением результирующей осевой и радиальной составляющих силы в зацеплении. В этом случае можно избежать изгиба полотна колеса и уменьшить осевое смещение зубчатого венца под нагрузкой.

Высоконагруженные цилиндрические и конические зубчатые колеса имеют поднутренное основание зуба, полученное за счет применения сложного исходного производящего контура (рис. 11.17). Такое поднутрение используется для увеличения прочности и надежности зубьев, так как в этом случае шлифование подвергается только рабочий эвольвентный участок профиля. Это исключает возможность прижога в корневой части зуба. Поднутрение выполняется с достаточно большим радиусом ($R_{\min} = 0,25m$), что существенно снижает концентрацию напряжений в корне зуба. Толщина вершины зуба $S_a = (0,3 \dots 0,4) m$.

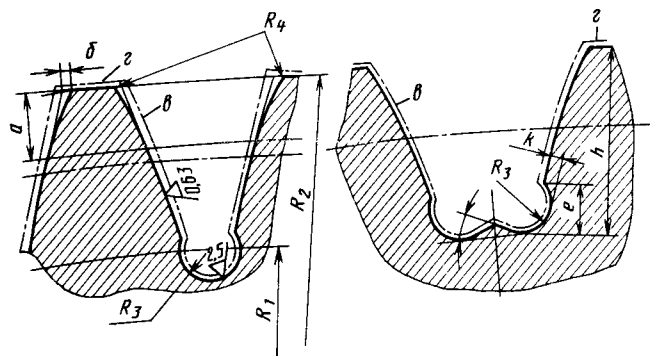


Рис. 11.17. Профиль зуба с поднутренным основанием:
а и б — величины, характеризующие модификацию зуба; а — место указания на чертеже толщины и твердости цементированного слоя; б — место испытания твердости цементированного слоя; R_4 — радиус поднутрения

Высоконагруженные передачи изготавливаются по 4-й степени точности по нормам плавности и контакта (ГОСТ 1643—81), а средненагруженные — со степенью точности 6—5—5 В и 7—6—6 В. Дальнейшее увеличение точности изготовления зубчатых колес часто оказывается нецелесообразным, так как контакт сопряженных зубьев обеспечивается за счет деформации зубьев, выбирающей погрешности изготовления.

11.5.2. Водила планетарных передач

Водило представляет собой вращающийся корпус сателлитов. Оно воспринимает значительные инерционные нагрузки от сателлитов и усилия в их зацеплениях. От жесткости водила во многом зависит правильность зацепления сателлитов с центральными колесами передачи. Поэтому часто используются составные водила корбчатого сечения. Они состоят из двух крышек, в стенках которых разделаны отверстия под опоры сателлитов, каналы для подвода масла, а также многочисленные отверстия для размещения стяжных болтов или шпилек (рис. 11.18). Стык крышек осуществляется по перемычкам, выполненным как единое целое со стенкой одной из крышек. Перемычки разделяют полости, в которых размещаются сателлиты.

С валом водило соединяется с помощью фланца, причем крутящий момент передается за счет шлиц или за счет призонных болтов (штифтов). В водиле такой конструкции оси сателлитов имеют две опоры и зубчатые венцы расположены между ними.

Получила распространение конструкция водила, отличающаяся консольным закреплением осей сателлитов. Такое водило представляет собой круглую пластину сложного меридионального

сечения. Оси сателлитов выполняются заодно со стенкой водила. Для увеличения изгибной жесткости водило усиливается кольцевым утолщением Т-образного сечения (рис. 11.19).

11.5.3. Корпусы редукторов. Вали и их опоры

В массе авиационного редуктора масса корпуса составляет значительную часть (15 ... 18 %) несмотря на применение легких конструкционных материалов (сплавов алюминия и магния). Поэтому при конструировании должна обеспечиваться потребная жесткость силовых элементов корпуса при минимальной их массе. Из-за сложной формы корпуса изготавливаются литьем и состоят из нескольких секций, объединенных фланцевыми соединениями со шпильками. Взаимная центровка секций корпуса осуществляется по цилиндрическим посадочным поясам или центрирующими штифтами. Из-за недостаточной твердости материала корпуса в отверстия под подшипники опор зубчатых колес запрессовываются тонкостенные стальные втулки. Посадка втулок определяется из условия сохранения взаимного контакта деталей при их неодинаковой термической деформации. Толщина стенок корпуса редуктора и его фланцев невелика. Необходимая прочность и жесткость достигается за счет применения местных утолщений, бобышек, ребер и силовых перегородок. Наряду с равномерно распределенными ребрами, подкрепляющими фланцы разъемов корпуса, используются ребра, назначение которых заключается в восприятии некоторых локальных нагрузок. Часто такие ребра используются для размещения каналов системы смазки редуктора. Уплотнение стыков корпуса производится плоскими

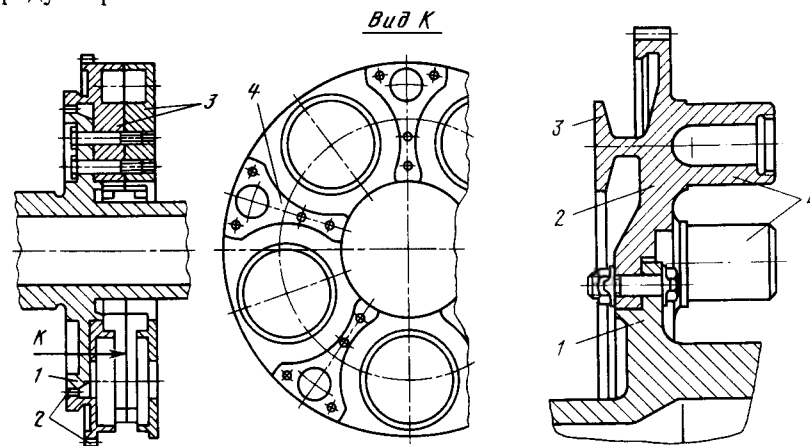


Рис. 11.18. Составное водило корбчатой конструкции:

1 — фланец вала; 2 — шпильки; 3 — крышки водила; 4 — перемычка

Рис. 11.19. Водило с консольным расположением осей сателлитов:

1 — фланец вала; 2 — корпус водила; 3 — кольцо Т-образного сечения; 4 — оси сателлитов

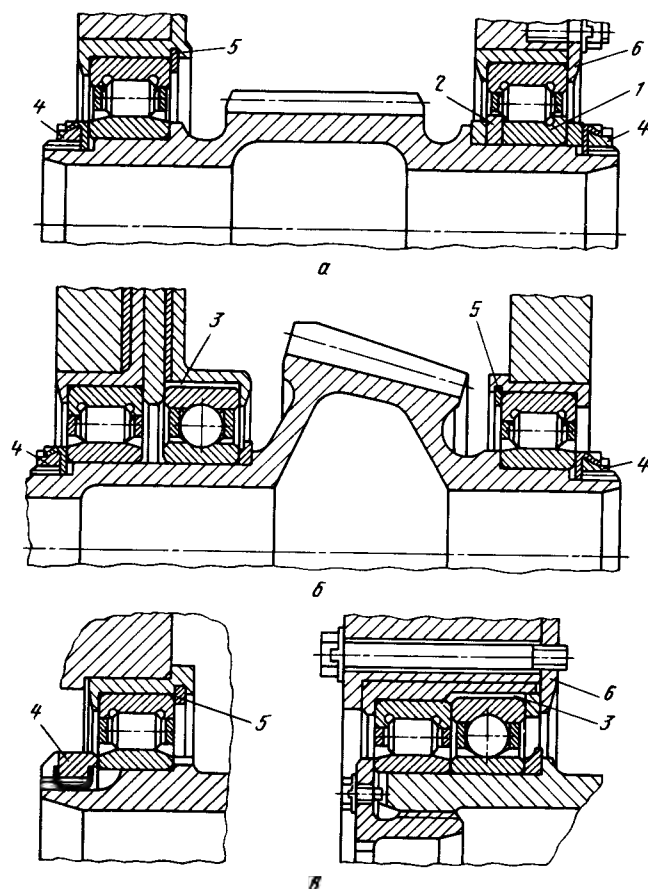


Рис. 11.20. Конструкция опор зубчатых колес:

а — опоры цилиндрического прямозубого колеса; б — опоры конического колеса; в — фиксация обойм подшипника гайкой и крышкой; г — упорный бурт; 1 — упорная шайба; 2 — упорная шайба; 3 — зазор; 4 — гайка; 5 — разрезное кольцо; 6 — крышка

паронитовыми прокладками или резиновыми кольцами круглого сечения, уложенными в канавки фланцев корпуса.

Валы авиационных редукторов составляют значительную долю массы редукторов. Так, только на валы винтов приходится до 9 ... 16 % массы редукторов. Валы под действием усилий в зацеплении закрепленных на них зубчатых колес обычно нагружены крутящим и изгибающим моментами и (в случае конических или косозубых колес) осевой силой. На валы винтов действуют также гироскопический момент винта, инерционная нагрузка от массы винта, вызванная наличием перегрузок, инерционная нагрузка вследствие неуравновешенности и тяга (подъемная сила) винта. Валы обычно полые, ступенчатые, с фланцами для соединения

с винтом или зубчатыми колесами. Для уменьшения концентрации напряжений в местах изменения диаметра или толщины вала предусматриваются плавные переходы. Посадочные поверхности под подшипники и торцы упорных буртов обычно цементируются или азотируются для сохранения размеров при заменах подшипников. Для увеличения выносливости валов при изгибе их наружная поверхность подвергается наклепу и тщательно обрабатывается ($R_z \leq 2,5$).

Опорами валов авиационных редукторов являются шариковые и роликовые подшипники со сплошными сепараторами из бронзы или сплавов алюминия. Опорами цилиндрических передач с прямым зубом обычно служат роликовые подшипники, а осевая фиксация обеспечивается упорными буртами на внешней обойме и упорными шайбами у внутренней обоймы этих подшипников (рис. 11.20, а). В конических передачах опорами колес также являются роликовые подшипники, а осевая фиксация вала осуществляется шариковым упорным подшипником, посаженным в гнездо с гарантированным зазором и размещенным в едином подшипниковом узле с роликовым подшипником (см. рис. 11.20, б).

В этом случае шариковый подшипник воспринимает только осевую нагрузку. Такое решение позволяет существенно снизить диаметр применяемых подшипников по сравнению с вариантом использования единственного радиально-упорного подшипника.

Внутренние обоймы подшипников устанавливаются на вал с натягом, соответствующим посадкам n_5 , n_6 , m_5 и m_6 . Внешние обоймы в корпус устанавливаются по посадкам J_{s6} и K_7 , обоймы подшипников цилиндрических прямозубых передач — с меньшим натягом по k_6 , m_6 и J_{s6} , H_7 соответственно.

Внутренние обоймы подшипников закрепляются на валу гайкой, а внешние обоймы — с помощью разрезных упругих колец, специальных крышек, крепящихся к корпусу подшипника шпильками или винтами (см. рис. 11.20, в).

11.5.4. Применяемые материалы

Корпусы редукторов изготавливаются литьем из магниевых (реже алюминиевых) сплавов, например МЛ5, обладающих хорошими литейными качествами.

Зубчатые колеса изготавливаются из цементируемых высококачественных сталей электрошлакового или вакуумного переплава и подвергаются сложной химико-термической обработке (цементация, закалка, отпуск и т. д.). В результате такой обработки рабочая поверхность зубьев имеет твердость 60 HRC₂ при твердости сердцевины зуба 31 ... 41 HRC₂. Наиболее употребляемая сталь 12Х2Н4А, однако при рабочих температурах, превышающих 170 °С, происходит снижение твердости цементированного слоя в зоне контакта зубьев.

Стали 14ХГСН2МА и 20ХЗМВФА обеспечивают сохранение твердости цементованного слоя $HRC_s \geq 58$ до температуры 220 ... 400 °С и применяются для изготовления теплонапряженных зубчатых колес.

Азотируемая сталь 38ХМЮА применяется для изготовления большеразмерных колес внутреннего зацепления планетарных передач. Водило таких передач изготавливается из стали 40ХНМА.

Валы, рессоры изготавливаются из высококачественных легированных сталей 12Х2Н4А, 18ХН2ВА, 40ХН2МА, термообработанных до твердости 32 ... 38 HRC_s.

11.6. ИЗМЕРИТЕЛИ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА И МУФТЫ СВОБОДНОГО ХОДА

Измерители крутящего момента (ИКМ) служат для контроля крутящего момента, передаваемого на винт через редуктор, а также для ограничения величины этого момента при включении ИКМ в систему флюгирования винта изменяемого шага.

Принцип действия ИКМ основан на измерении усилий или деформаций в элементах конструкции редуктора. Так, гидравлический ИКМ, схема которого показана на рис. 11.21, состоит из гидроцилиндров 1, размещенных между корпусом и неподвижным центральным колесом внутреннего зацепления 2 планетарного редуктора. С помощью насоса 3 в гидроцилиндры подается масло, расход и давление которого определяется проходным

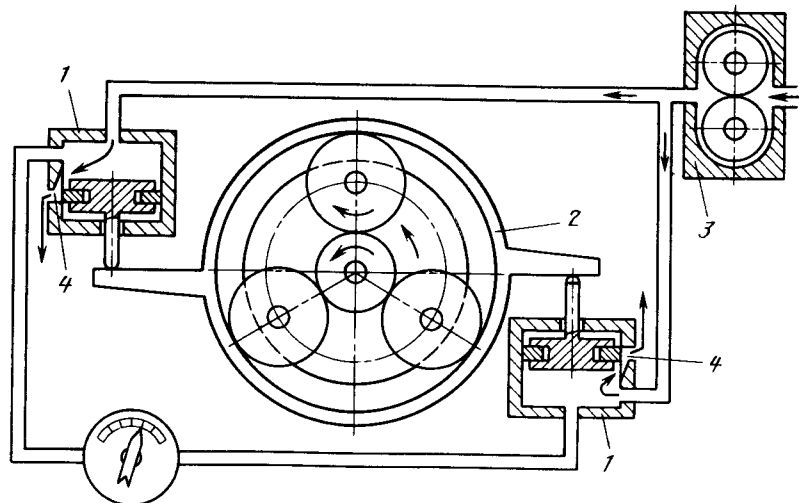


Рис. 11.21. Схема гидравлического измерителя крутящего момента:
1 — гидроцилиндр; 2 — центральное колесо внутреннего зацепления планетарного редуктора; 3 — насос; 4 — сливное отверстие

сечением сливных отверстий, образованных кромками поршней и канавками 4 переменного поперечного сечения в стенках гидроцилиндров.

Крутящий момент, действующий на колесо 2, уравновешивается крутящим моментом, созданным усилиями в гидроцилиндрах при определенном давлении в них, т. е. при определенном взаимном расположении кромок поршней и канавок. Увеличение момента, передаваемого на винт, приводит к смещению поршней ИКМ, что влечет за собой уменьшение проходного сечения сливных отверстий и увеличение давления в гидроцилиндрах. При уменьшении этого момента происходит увеличение площади проходного сечения сливных отверстий и уменьшение давления в гидроцилиндрах.

Таким образом, по величине давления в гидросистеме ИКМ можно судить о величине крутящего момента, передаваемого на винт. Момент измеряется с помощью манометра, шкала которого градуируется в Н·м. В случае, если на всех режимах работы ТВД частота вращения винта поддерживается постоянной за счет изменения угла установки лопастей, такой манометр в гидросистеме ИКМ градуируется в кВт.

Применяется также ИКМ торсионного типа, действие которых основано на измерении деформаций скручивания валов редуктора. Эта деформация пропорциональна величине передаваемого крутящего момента и может быть измерена электромагнитным датчиком угловых перемещений.

В конструкции некоторых ИКМ торсионного типа для увеличения чувствительности измерителя скручивание вала преобразуется в продольное смещение шлицевой муфты, имеющей на одном конце продольные, а на втором — винтовые шлицы. Шлицы муфты находятся в зацеплении с соответствующими шлицами вала. Закручивание тела вала вызывает продольное смещение шлицевой муфты, определяемое величиной крутящего момента и углом наклона винтовых шлиц. Перемещение шлицевой муфты измеряется электромагнитным датчиком линейных перемещений.

Муфты свободного хода (МСХ) являются обязательной составной частью трансмиссии вертолета. Конструктивно они входят в редуктор вертолетного ГТД и предназначены для автоматического отключения двигателей от несущего винта. Такая необходимость возникает в случае отказа двигателей. При этом обеспечивается посадка вертолета на режиме авторотации или продолжение полета с одним работающим двигателем.

Муфты свободного хода — это механизм, ведущее и ведомое звенья которого могут автоматически соединиться и разъединиться в зависимости от частоты и направления вращения этих звеньев. Наибольшее распространение получили МСХ фрикционного типа, для которых характерно соединение ведомого и ведущих звеньев посредством заклинивания между ними роликов (рис. 11.22). Такие муфты способны передавать большие мощности при неболь-

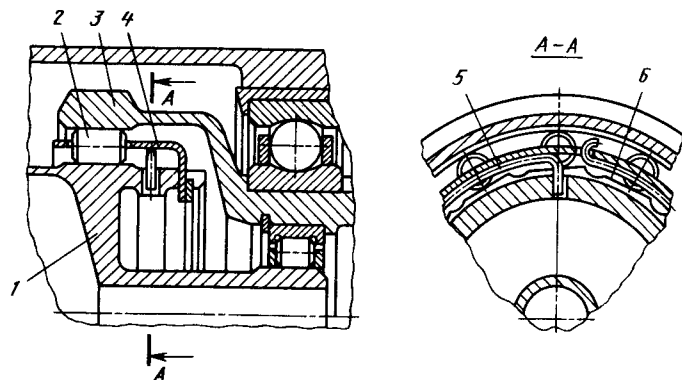


Рис. 11.22. Муфта свободного хода:

1 — ведущий вал; 2 — ролик; 3 — ведомый вал; 4 — сепаратор; 5 — пружина; 6 — лыска

ших габаритных размерах, просты в устройстве и надежны в эксплуатации. Они заклиниваются при минимальном относительном смещении звеньев и легко расклиниваются. Муфты свободного хода включают в свою конструкцию прижимные устройства различного типа, назначение которых состоит в обеспечении мгновенного заклинивания муфты. Обычно это пружины различной конфигурации, воздействующие на сепаратор муфты. Сепаратор поджимает все ролики к клинообразным пазам, образованным цилиндрической поверхностью обоймы и плоской (иногда цилиндрической) поверхностью лысок звездочки.

Одним из важных конструктивных параметров МСХ является угол заклинивания, выбираемый в пределах $3 \dots 5^\circ 30'$. Для уменьшения габаритных размеров МСХ необходимо использовать возможно большее количество роликов и обеспечивать их полное прилегание к рабочим поверхностям обоймы и звездочки. Это достигается приданием роликам бочкообразной формы или за счет небольшой конусности по концам роликов [1]. На равномерности распределения нагрузки по роликам существенно сказывается точность изготовления сепаратора и звездочки, а по мере эксплуатации — и износ сепаратора. Поэтому для уменьшения износа сепараторы часто изготавливают из стали и балансируются. Особое внимание уделяется обеспечению взаимной центровки звездочки, сепаратора и обоймы. Нарушение центровки приводит к изменению углов заклинивания у разных роликов и к перегрузке.

Рекомендуемое число роликов в муфте $z_p = (8 \dots 20)$ шт. Отношение внутреннего диаметра обоймы к диаметру роликов $D/d = 7 \dots 10$, а отношение длины роликов к их диаметру $l_p/d = 1,5 \dots 4$. Толщина обоймы составляет $(0,8 \dots 1,2)d$. Обоймы и звездочки изготавливаются из стали 12Х2Н4А с закалкой, обеспечивающей твердость $HRC \geq 60$, ролики — из стали ШХ-15

при 61 ... 65 HRC. Смазка МСХ обеспечивает уменьшение и охлаждение муфты, работающей в режиме свободного хода. В режиме заклинивания масло ухудшает заклинивание тем больше, чем выше вязкость масла. Как показывают исследования [1], усилие поджатия роликов, обеспечивающее надежное заклинивание муфты, должно быть тем выше, чем ниже температура масла и чем выше темп заклинивания (относительная скорость звеньев МСХ).

11.7. СМАЗКА РЕДУКТОРОВ

Смазка деталей и узлов редукторов служит для уменьшения потерь на трение, уменьшения изнашивания трущихся поверхностей, удаления продуктов износа, охлаждения деталей редуктора. Кроме этого, слой масла, разделяющий сопряженные зубья, демпфирует колебания валов и колес редуктора и уменьшает динамические нагрузки.

Авиационные редукторы имеют замкнутые циркуляционные системы смазки с принудительной подачей масла к наиболее ответственным и нагруженным элементам редуктора. При этом в ТВД эта система обычно является частью маслосистемы двигателя и прокачка масла обеспечивается главным маслонасосом двигателя. Маслосистемы редукторов вертолетных ГТД самостоятельные и включают нагнетающий и откачивающий насосы, маслоканалы, трубопроводы и форсунки, подводящие масло к местам смазки. В эту систему входят также воздушно-масляный радиатор, фильтры, редукционные и перепускные клапаны, маслоемкости для сбора масла.

Давление масла в нагнетающей магистрали маслосистемы редуктора составляет 350 ... 600 кПа.

Ориентировочно прокачка масла через редуктор ТВД и редуктор вертолетного ГТД оценивается величиной 0,006 и 0,045 кг/кВт·мин соответственно, а потери масла за счет уноса его через систему суфлирования и уплотнения составляют 0,3 ... 1 кг в 1 час. Количество масла, идущего на смазку и определяющее приемлемое тепловое состояние напряженных деталей редуктора, которое оценивается температурой t_2 откачиваемого из редуктора масла, подсчитывается по формуле

$$Q = \frac{N(1 - \eta_{ред})0,238}{(t_2 - t_1)c_p} \quad (11.30)$$

Здесь N — мощность, передаваемая редуктором, кВт; $\eta_{ред}$ — коэффициент полезного действия редуктора, учитывающий потери в зацеплениях, опорах и гидравлические потери; t_1 , t_2 — температура масла на входе в редуктор и выходе из него, обычно не превышающая 90°C и $120 \dots 160^\circ\text{C}$ соответственно; c_p — теплоемкость масла к Дж/кг·К.

Для смазки редукторов ТВД и вертолетных ГТД могут использоваться смеси из маловязких и вязких масел нефтяного

Таблица 11.4

Марка масла	СМ-4,5	СМ-11,5	ВНИИНП-7	В-3В
Температура застывания, °С	—35	—20	—60	—60
Максимально допустимая температура, °С	120	120	150	200
Критическая нагрузка, вызывающая заедание, Н	440	500	860	1000
Вязкость, мм ² /с	100 °С	4,86	12,84	7,8
	—25 °С	5000	8725	2500

происхождения. Так, например, для смазки двигателя и редуктора ТВД АИ-20 используется смесь из 75 % масла МК-8 и 25 % масла МС-20 (так называемая смазка СМ-4,5). Как летняя смазка, в редукторах некоторых вертолетных ГТД используется смесь из 75 % масла МС-20 и 25 % масла МК-8 (так называемая смазка СМ-11,5). Такого рода смеси масел нефтяного происхождения обладают недостаточно высокими эксплуатационными свойствами. Они недостаточно термостабильны и не обеспечивают запуска без подогрева масла в зимних условиях. Гораздо лучшей термостабильностью и эксплуатационными свойствами обладает синтетическое масло В-3В, единое для вертолетных ГТД и их редукторов, а также синтетическое масло ВНИИНП-7, предназначенное для смазки ТВД. Сравнительные характеристики указанных масел приведены в табл. 11.4. Как видно из таблицы, синтетические масла В-3В и ВНИИНП-7 имеют весьма низкую температуру застывания и гораздо меньшую вязкость при отрицательных температурах, чем масла органического происхождения. Прокачиваемость масла серьезно ухудшается при вязкости 5000 мм²/с, поэтому смеси масел СМ-4,5 не могут применяться при температурах ниже —25 °С, а СМ-11,5 — ниже —5 °С без предварительного подогревания масла.

Вопросы для самоконтроля

1. В чем состоит необходимость применения редукторов в конструкции ТВД и вертолетных ГТД?
2. Назовите основные характеристики авиационных редукторов.
3. Каким образом выбирается передаточное отношение авиационного редуктора?
4. Какие характеристики зубчатой передачи определяют ее габаритные размеры и конструктивную массу?
5. Объясните необходимость применения ИКМ в авиационных редукторах.
6. Принцип работы роликовой МСХ и необходимость ее применения в конструкции редукторов вертолетных ГТД.

ГЛАВА 12

СИСТЕМА СМАЗКИ, ПРИВОДЫ АГРЕГАТОВ

12.1. СИСТЕМА СМАЗКИ ГТД

Шариковые и роликовые подшипники опор роторов и приводов ГТД испытывают в авиационных двигателях высокие нагрузки в условиях повышенных рабочих температур и требуют для обеспечения своей работоспособности надежного смазывания и охлаждения.

Помимо подшипников качения, в конструкции любого двигателя имеется немало нагруженных элементов, требующих смазывания. Это зубья шестерен, шлицы рессор, сферические элементы соединительных муфт. Их смазывание необходимо для снижения потерь мощности на трение, повышения надежности их работы.

Масло отводит тепло, уносит продукты изнашивания с трущихся поверхностей, уменьшает трение и изнашивание деталей, предохраняет поверхности от наклепа.

12.1.1. Технические требования к системе смазки

Наряду с общими техническими требованиями к ГТД, такими, как требование малой массы, высокой надежности, живучести, унификации агрегатов и деталей, нужно выполнить следующие требования, непосредственно относящиеся к системе смазки:

- обеспечить на всех режимах работы ГТД, высотах и скоростях полета летательного аппарата, включая возможные эволюции, потребную прокачку масла (л/мин) с температурой входного масла не выше предельной заданной;
- не допускать перерывов, даже кратковременных, в подаче масла к предусмотренным местам смазывания;
- обеспечить высотность маслосистемы не менее статического потолка летательного аппарата;
- расход масла, теряемого с выходящим воздухом при суфлировании масляных полостей, с учетом потерь через маслоуплотнения, должен быть минимальным, не превышающим установленную для данного ГТД норму.

Требования к конструкции ГТД, связанные с системой смазки:

- в масляных полостях следует избегать контактов мало подвижных объемов масла с сильно нагретыми поверхностями деталей во избежание коксования масла;

— не допускать попадания масла или его паров в систему отбора воздуха для нужд летательного аппарата на всех режимах работы, включая переменные режимы и стоянку;

— конструкция, технология изготовления, сборки и испытаний узлов и деталей, входящих в маслосистему двигателя, должны обеспечивать чистоту масла, регламентированную ГОСТ;

— в системах трубопроводов не должно быть сифонных колен и застойных карманов; слив масла из системы должен быть полным; магистрали должны иметь минимальное число соединений в доступных местах;

— необходимо создать возможность удобных подходов для быстрой заправки системы маслом под давлением, слива масла, контроля уровня масла для определения его количества в баке, а также для замены отдельных агрегатов и их регулировки при необходимости;

— необходимо обеспечить контролеспособность маслосистемы, что заключается в возможности оценки ее работоспособности перед полетом и в полете как визуально, так и посредством системы автоматизированного контроля.

12.1.2. Устройство системы смазки

Применяются две принципиальные схемы смазки ГТД:

— циркуляционная, в которой все масляные полости являются замкнутыми и масло используется многократно для смазывания и охлаждения деталей, вновь возвращаясь к ним после откачки, отделения воздуха, очистки и охлаждения;

— разомкнутая (нециркуляционная), в которой масло используется однократно и после смазывания и охлаждения деталей выбрасывается в атмосферу через сопло двигателя.

Для малоресурсных ГТД разового применения, в подъемных двигателях СВВП с кратковременным циклом работы часто применяют разомкнутую схему смазки. Эта схема отличается от циркуляционной большей простотой (ряд агрегатов отсутствует), меньшей массой, но значительно большим расходом масла, которое подается порционно.

В ГТД разового применения с разомкнутой системой смазки иногда вместо масла может подаваться керосин, являющийся одновременно основным топливом.

Системы смазки большинства ГТД выполняются по циркуляционной схеме, обеспечивающей существенно меньший расход масла и большую допустимую продолжительность непрерывной работы.

Циркуляционная система смазки любого двигателя состоит из трех подсистем: нагнетания, откачивания и суфлирования (рис. 12.1).

Для нагнетания масла и подачи его в требуемые места масло из бака 1 поступает по всасывающей магистрали 2 к нагнета-

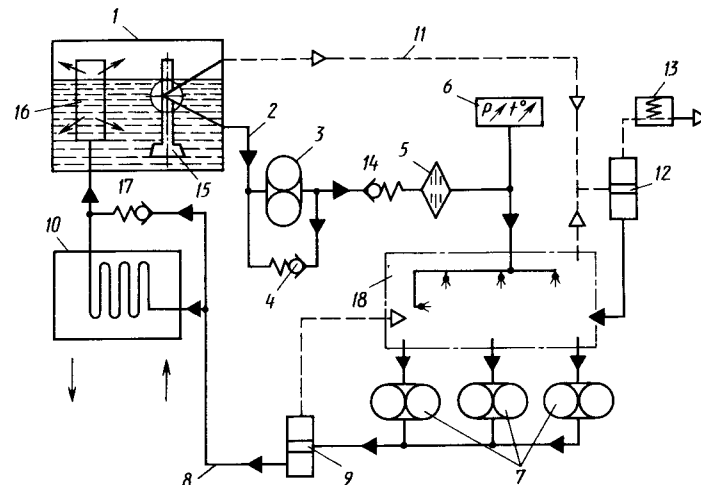


Рис. 12.1. Схема циркуляционной системы смазки:

1 — масляный бак; 2 — всасывающая магистраль; 3 — нагнетающий маслонасос; 4 — редукционный клапан; 5 — фильтр тонкой очистки; 6 — датчики замера давления и температуры масла; 7 — откачивающие маслонасосы; 8 — откачивающая магистраль; 9 — воздухоотделитель; 10 — радиатор; 11 — суфлирующая магистраль; 12 — центробежный суфлер; 13 — баростатический клапан; 14 — обратный клапан; 15 — маятниковый заборник масла; 16 — воздухоотделитель; 17 — перепускной клапан; 18 — масляные полости двигателя

ющему маслонасосу 3, далее проходит через фильтр тонкой очистки 5 и по трубопроводам поступает к масляным форсункам.

Давление и температура масла за маслонасосом постоянно контролируются посредством устанавливаемых датчиков 6.

Использованное масло самотеком стекает в маслоотстойники опор роторов и в поддоны коробки приводов агрегатов, откуда откачивающими маслонасосами 7 по трубопроводам 8 доставляется обратно в бак, проходя по пути воздухоотделитель 9, удаляющий воздух из вспененного масла, и радиатор 10, снижающий температуру масла.

Для слива масла самотеком должны быть предусмотрены достаточные сечения проходов масла и сливных трубопроводов. Каждая сливная емкость внутри двигателя должна иметь свой откачивающий насос.

Суфлирование масляных полостей производится для удаления воздуха и газа, прорывающихся через уплотнения масляных полостей из газовоздушных полостей с повышенным давлением.

Все масляные полости сообщаются между собой, и посредством центробежного суфлера 12 воздух выводится в атмосферу. Суфлер сепарирует частицы масла посредством вращения выбрасываемого воздуха и возвращает масло в маслосистему.

В ГТД с так называемой открытой системой суфлирования полости сообщаются непосредственно с атмосферой и давление в них близко к атмосферному. Это давление падает с высотой

полета, поэтому снижается производительность маслососов, определяющая высотность масляной системы двигателя, т. е. ту высоту, до которой обеспечивается подача необходимого количества масла к подшипникам.

В большинстве двигателей с целью повышения высотности масляной системы суфлирующие системы выполняют закрытыми, что означает поддержание в масляных полостях, включая маслобак, некоторого избыточного давления. Это достигается установкой на суфлер баростатического клапана 13, который автоматически управляет выходной площадью суфлера.

Одним из важных вопросов проектирования маслосистемы является рациональное размещение ее элементов на двигателе, включая маслоагрегаты. Размещение маслобака предпочтительно проводить выше продольной оси двигателя, а нагнетающий маслосос — в самой нижней части двигателя. Это обеспечивает постоянный напор масла на входе в маслосос и создает благоприятные условия работы в высотных условиях.

Во избежание перетекания масла из маслобака на стоянке устанавливают обратный клапан 14 со слабой пружиной, открывающийся в начале работы двигателя.

Для бесперебойного поступления масла из маслобака к насосу при любых эволюциях летательного аппарата заборник масла в баке часто выполняют в виде качающегося на оси маятникового заборника масла 15, ориентированного своим тяжелым концом в сторону перемещающегося объема масла. Противоположный, более легкий конец этого патрубка используют для суфлирования бака. Для освобождения откачиваемого из двигателя и поступающего в маслобак масла от содержащегося в нем воздуха в маслобаках устанавливают воздухоотделители 16 центробежного типа.

Маслосборники масла, сливающегося из подшипников ротора двигателя, располагают по числу опор. Масло откачивают из них отдельными секциями откачивающего маслососа или несколькими маслососами, что обеспечивает надежную откачку масла при продолжительном наборе высоты или при пикировании самолета.

Масляные трубопроводы нагнетающей магистрали обычно выполняют с небольшим проходным сечением. Скорость движения масла в них может лежать в пределах 1,5 ... 3 м/с. Сечения трубопроводов, подводящих масло от бака к нагнетающему насосу, а также откачивающих и суфлирующих трубопроводов выполняются в 1,5 ... 2 раза большими. Этого требует вспененность масла, содержащего при стандартных атмосферных условиях до 7 ... 10 % по объему пузырьков воздуха.

В ГТД с высоким уровнем температур воздуха и газа принимают специальные меры по теплоизоляции масляных полостей и трубопроводов в горячих местах. Это необходимо для уменьшения дополнительного подогрева откачиваемого масла, особенно в за-

стойных зонах, а также для устранения его коксования на горячих поверхностях.

Охлаждение масла в большинстве ГТД с замкнутой масляной схемой осуществляется в топливомасляных радиаторах (ТМР).

Топливомасляные радиаторы применяются двух типов: низкого и высокого давления. В первом случае топливо для охлаждения масла отбирается из топливной магистрали до топливного насоса, во втором — за ним. ТМР высокого давления допускают возможность более высокого подогрева топлива и отличаются большей компактностью, но, находясь под высоким давлением топлива, они должны обладать высокой прочностью и надежностью.

Воздушно-масляные радиаторы применяют для ТВД. Последние обладают высокой теплоотдачей в масло и недостаточным хладоресурсом топлива.

На турбовинтовых мощных двигателях масляную систему выполняют по типу короткозамкнутой циркуляционной схемы, отличающейся от приведенной на рис. 12.1 тем, что только небольшая часть масла — до 15 %, пройдя радиатор, поступает в маслобак. Это необходимо для прогрева находящегося в баке масла. Основная часть масла подается непосредственно на вход в нагнетающий насос. Для подачи резервного масла из маслобака служит дополнительный маслосос.

Уменьшение количества циркулирующего масла ускоряет процесс его прогрева в системе, облегчает запуск двигателя при низких температурах, повышает высотность масляной системы, так как откачивающие маслососы и дополнительный маслосос увеличивают давление масла на входе в нагнетающий насос. При этом упрощается система суфлирования, выполняемая открытой.

В целях строгой дозировки прокачки масла его подвод к местам трения, включая смазывание подшипников качения, выполняют через калиброванные струйные форсунки. Учитывая важность точной дозировки прокачки масла и направления его подачи, в ряде важнейших мест в процессе сборки прибегают к мерным проливкам через прорези в специальных шаблонах, имитирующих зазоры между кольцами подшипников и сепараторами.

В масляных системах большинства двигателей широко используется принцип модульности конструкции. С этой целью в одном агрегате объединяются такие узлы, как маслобак и топливомасляный радиатор низкого давления топлива, нагнетающий и откачивающий насосы с фильтром тонкой очистки. Это приводит к сосредоточению всей системы смазки в небольшом числе агрегатов, сокращению числа и длины трубопроводов и наружных стыков.

Надежность работы масляной системы двигателя требует систематической проверки объема масла в баке и его пополнения, а также осмотра состояния маслофильтров тонкой очистки. Для удобства эксплуатации мерные и заправочные устройства, а также

маслофилтры тонкой очистки располагают в хорошо доступных местах для подхода, легкого съема и промывки фильтрующих элементов. Состояние маслофилтров позволяет по виду и количеству продуктов износа и кокса судить о работоспособности двигателя, а в отдельных случаях предупреждать возможную неисправность узлов двигателя. Смена масла производится в установленные регламентом сроки.

Техническое состояние системы смазки ГТД в условиях полета автоматически контролируется. Ряд факторов позволяет судить о ее исправности.

К таким факторам относятся:

- давление нагнетаемого масла,
- температура масла (чаще выходящего — более нагретого),
- количество масла в баке, особенно для летательных аппаратов с большой продолжительностью полета,
- отсутствие в масле металлической стружки, появляющейся в случаях недопустимого износа (начала разрушения) подшипников, зубчатых колес, деталей уплотнения масляных полостей и др.; наличие стружки фиксируется специальными датчиками сигнализатора стружки в масле.

Контроль осуществляется стандартными датчиками или специальными сигнализаторами, срабатывающими при отклонении от установленных норм.

12.1.3. Выбор параметров при проектировании системы смазки

Проектируя систему смазки для ГТД, помимо выбора принципиальной схемы, необходимо обеспечить ее исходные данные, зависящие от конструкции двигателя, его рабочего процесса и условий эксплуатации.

К числу таких определяющих данных относится потребная прокачка масла через ГТД, обеспечивающая поддержание в заданных пределах температуры подшипников и других трущихся деталей. Прокачкой масла G_m называется масса масла, прокачиваемого в единицу времени через ГТД (л/мин). Теплоотдачей в масло Q_m называется количество тепла, передаваемое в масло в единицу времени от нагретых деталей, узлов трения ГТД, сжатого воздуха и газа (кВт). Это количество тепла должно сниматься радиатором.

Потребная прокачка масла пропорциональна теплоотдаче в масло: $G_m = \frac{Q_m}{C \rho \Delta t}$, где C — удельная теплоемкость масла; ρ — плотность масла и Δt — разность температуры масла на выходе из двигателя и на входе в него.

Однако определить теплоотдачу в масло Q_m расчетным путем не удастся из-за ее зависимости от большого числа факторов и неопределенности процессов.

При проектировании системы смазки нового двигателя, с достаточным приближением к фактическим величинам, значения теплоотдачи в масло и соответственно требуемой прокачки масла принимают, используя статистические сведения по двигателям аналогичного назначения и конструкции.

Данные о фактической теплоотдаче и потребной прокачке масла уточняются экспериментально путем термометрирования определенных деталей, а также замеров температуры входящего и выходящего из двигателя масла при стендовых испытаниях; по результатам испытаний суммарная и местные прокачки могут быть скорректированы изменением сечений жиклеров в масляных форсунках и давлением масла.

С целью снижения прокачки масла перепад температур выходящего из двигателя и входящего в него масла Δt целесообразно увеличивать.

Температуру входящего масла принимают обычно $t_{вх} \geq 50^\circ\text{C}$, при ней сохраняется удовлетворительная характеристика масла по вязкости; максимальная температура выходящего масла $t_{вых} = 120 \dots 200^\circ\text{C}$. Она определяется максимально допустимой температурой подшипников и сортом применяемого масла.

Наиболее нагретыми подшипниками качения, как правило, являются роликовые подшипники турбин и шариковые радиально-упорные подшипники роторов, которые часто на современных двигателях выполняют из специальных жаропрочных сталей и сплавов. Их температура достигает $200 \dots 300^\circ\text{C}$.

В современных теплонапряженных двигателях применяются, например, следующие сорта смазочных масел:

ВНИИ НП-7,	термостабильное до 150°C ,
ВНИИ НП-50-1-4Ф	» » 175°C ,
36/1 и 36/1К У-А	» » 200°C ,
ИПМ-10	» » 200°C .

Эти масла обладают приемлемой вязкостью и при низких температурах запуска двигателей $t = -30 \dots -35^\circ\text{C}$.

Для вертолетных двигателей и для ТВД применяют масло Б-3В, обладающее термостабильностью до 200°C .

В менее теплонапряженных ГТД с относительно невысоким уровнем максимальной температуры масла применяют минеральные масла, улучшенные добавкой специальных присадок. К ним относятся:

МК-8, термостабильное до 120°C .

МК-8П (с добавкой ионола), термостабильное до 140°C .

При выборе сорта масла следует учитывать некоторые его особенности: агрессивность по отношению к конструкционным материалам, раздражающее влияние на слизистые оболочки обслуживающего персонала и т. п.

В циркуляционных системах смазки ГТД расходы масла как правило, незначительны и приблизительно равны $0,1$ л/ч на

каждые 10 кН тяги. По ним рассчитывается требуемый объем маслобака.

Объем маслобака V должен превышать объем всего заправляемого в двигатель масла $V_{\text{запр}}$ на 10 ... 20 %. Это необходимо из-за увеличения объема масла при его нагреве и вспенивании, а также для создания небольшого запаса емкости, предотвращающего выброс масла при суфлировании бака.

$$V = kV_{\text{запр}}, V_{\text{запр}} = V_{\text{м.б}} + V_{\text{д}}, \quad (12.1)$$

где $k = 1,1 \dots 1,2$; $V_{\text{м.б}}$ — объем масла в баке, $V_{\text{д}}$ — объем масла во всех масляных полостях системы, заполняющихся после холодной прокрутки двигателя (радиатор, масляные трубопроводы, отстойники, фильтры и др.).

Объем масла в баке равен сумме

$$V_{\text{м.б}} = V_{\text{рас}} + V_{\text{мин}}, \quad (12.2)$$

где $V_{\text{рас}}$ — полный расход масла, определяемый произведением удельного расхода масла (л/ч) на максимальное время полета (ч); $V_{\text{мин}}$ — минимально допустимый нерасходуемый объем масла в баке, принимаемый равным прокачке масла через двигатель за 0,2 ... 0,5 минуты.

Объем $V_{\text{д}}$ определяется конструкцией двигателя и его масляной системы.

Анализ статистических данных показывает, что средний удельный объем маслобаков для ТРД составляет 1 ... 4 л на 10 кН номинальной тяги, а для ТВД — 18 ... 22 л на 10^3 кВт номинальной мощности.

У двигателей малой размерности маслобаки иногда отсутствуют; их функции выполняют маслосборники.

Производительность маслонасосов по отношению к требуемой прокачке масла всегда принимается с запасом. Так, производительность нагнетающего насоса в 1,5 ... 2,5 раза превышает величину потребной прокачки, чем обеспечивается достаточное поступление масла в двигатель при работе на пониженных режимах и при уменьшении давления на входе в маслонасос с подъемом на высоту.

Производительность откачивающих маслонасосов при увеличении объема масла в результате вспенивания должна превосходить производительность нагнетающих в 2 ... 3 раза для предотвращения переполнения внутренних масляных полостей двигателя.

12.1.4. Уплотнения масляных полостей опор роторов

В процессе работы каждого ГТД происходит потеря масла вследствие его утечек из масляных полостей в проточную часть двигателя, а также выброса в атмосферу мелко распыленных частиц из суфлируемых масляных полостей. Утечки масла образуются из-за недостаточной герметичности уплотнений масляных

полостей в местах стыков вращающихся и неподвижных элементов опор роторов. Тем же путем в масляные полости поступают газы и воздух повышенного давления из смежных полостей двигателя. Проникая в масляную полость, эти газы и воздух дополнительно нагревают масло и увеличивают массу воздуха, удаляемого при суфлировании. Расход масла двигателя поэтому существенно зависит от степени совершенства конструкций уплотнений масляных полостей.

По принципу работы уплотнения масляных полостей можно отнести к двум группам: контактными и бесконтактными уплотнениям.

Контактные уплотнения характеризуются непосредственным соприкосновением вращающихся и неподвижных деталей в месте уплотняющего стыка. К этой группе относятся следующие типы уплотнений: металлические кольцевые, радиальные секционные графитовые, торцовые контактные уплотнения (ТКУ), радиально-торцовые контактные уплотнения (РТКУ). Они обеспечивают требуемую герметичность масляных полостей опор роторов ГТД, обладают незначительными потерями на трение и необходимой надежностью, но по-разному чувствительны к перепадам давлений и температуре окружающего воздуха, к величине окружной скорости в местах контактов.

К группе бесконтактных уплотнений, отличающихся наличием небольших зазоров между уплотняющими поверхностями, создающими гидравлическое сопротивление перетеканию, относятся лабиринтные уплотнения, маслоотгонные винтовые втулки в виде многозаходной резьбы, маслоотражательные кольца. Эти уплотнения не могут обеспечить в современных ГТД требуемой герметичности масляных полостей, однако лабиринтные уплотнения в ряде случаев используют для совместной работы с контактными уплотнениями. Такая потребность возникает при слишком высоких перепадах давлений в смежных воздушной и масляной полостях (при отсутствии перепада и отсосе на вход в компрессор). Задача решается путем создания промежуточных суфлируемых или наддуваемых полостей перед контактными уплотнениями, отделяемых дополнительными лабиринтными уплотнениями.

Рассмотрим встречающиеся в ГТД типы контактных уплотнений. Конструкция контактного металлического кольцевого уплотнения представлена на рис. 12.2. В канавках кольцеведержателя 1 размещаются неподвижные разрезные упругие кольца 2, плотно прижатые силой упругости к неподвижной втулке 3. Число колец обычно не превышает трех. Перетеканию масла из масляной полости и проникновению в нее воздуха или газа извне препятствует боковое прилегание кольца к боковой поверхности канавки. Для уменьшения трения и износа соприкасающихся поверхностей к ним подводят масло через отверстия (около 1 мм) в кольцеведержателях. Для хорошего уплотнения масла перепад давлений воздуха должен действовать внутрь масляной полости, но не быть

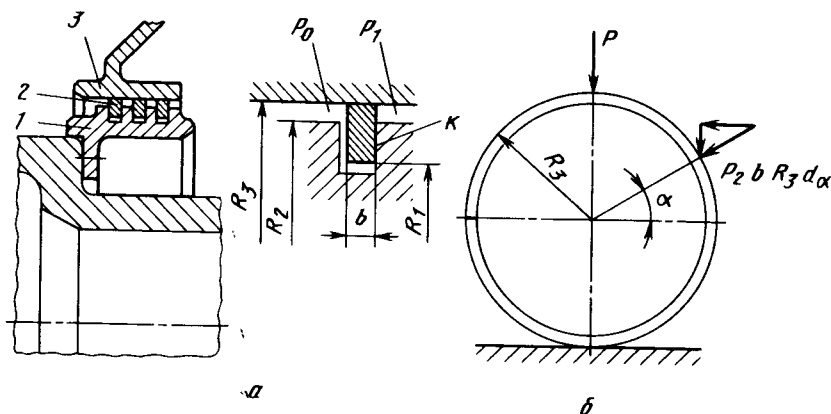


Рис. 12.2. Кольцевое уплотнение:

a — элементы конструкции; *б* — проверка упругости кольца; 1 — кольцедержатель; 2 — разрезные упругие кольца; 3 — втулка

чрезмерным во избежание недопустимых износов колец. Перепад давлений рекомендуется 0,05 ... 0,08 МПа. Контактные поверхности стальных кольцедержателя и втулки корпуса цементируют или азотируют. Упругие чугунные кольца подвергают пористому хромированию.

Потребное удельное давление p_2 уплотнительного кольца на поверхность втулки 3 определяют из условия неподвижности кольца при вращении вала. Предположим, что в уплотнении имеется одно кольцо и на него действует разность давлений $p_0 - p_1$ (рис. 12.2, *a*). Тогда момент трения M_2 , возникающий на внешней поверхности кольца от его упругости, должен превышать момент трения M_1 , действующий в плоскости соприкосновения торцов кольца и кольцедержателя:

$$M_2 = cM_1, \quad (12.3)$$

где коэффициент запаса $c = 1,2 \dots 1,3$.

Момент трения M_1 определяется по формуле

$$M_1 = \int_{R_1}^{R_2} \mu k 2\pi r^2 dr = \frac{2}{3} \pi \mu k (R_2^3 - R_1^3), \quad (12.4)$$

где μ — коэффициент трения на торце кольца, который может быть принят одинаковым и для трения по внешней поверхности кольца; k — удельное давление кольца на торец канавки кольцедержателя, определяемое по известным давлениям p_0 , p_1 и радиусам элементов.

Момент трения между внешней поверхностью кольца и втулкой 3 от силы упругости с учетом давления воздуха на внутреннюю поверхность кольца с шириной b равен

$$M_2 = \mu R_3 (2\pi R_3 b p_2 + 2\pi R_1 b p_0) = 2\pi \mu b R_3^2 \left(p_2 + \frac{R_1}{R_3} p_0 \right). \quad (12.5)$$

Подставляя (12.4) и (12.5) в (12.3), получаем расчетное уравнение, из которого определится требуемое давление p_2 .

Проверку упругости изготовленных колец на соответствие p_2 производят по замеру силы упругости P , которая связана с удельным давлением p_2 следующим образом:

$$P = \int_0^\pi p_2 b R_3 \sin \alpha d\alpha = 2p_2 b R_3. \quad (12.6)$$

Кольцевые уплотнения требуют высокой точности изготовления, соблюдения указанных перепадов давлений и окружных скоростей не более 60 ... 80 м/с (иногда, до 100 м/с).

В конструкциях современных ГТД вместо металлических уплотнительных колец находят применение графитовые уплотнения различных типов, отличающиеся большей надежностью и умеренными износами при более высоких нагрузках.

На рис. 12.3, *a* приведен пример конструкции радиального секционного графитового уплотнения. Графитовые сегменты 3 обжимают поверхность вала 1 посредством пружины браслетного

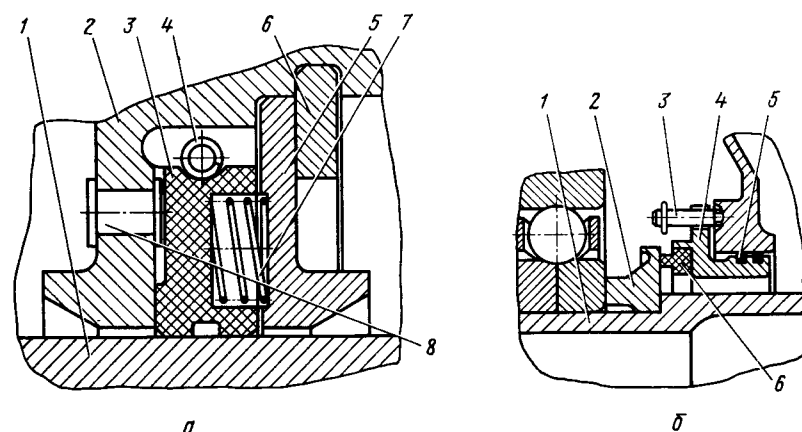


Рис. 12.3. Пример конструкций графитовых уплотнений:

a — радиальное секционное уплотнение; 1 — вал ротора; 2 — корпус уплотнения; 3 — графитовые сегменты; 4 — пружина браслетная; 5 — стальная шайба; 6 — разжимное кольцо; 7 — пружина осевая; 8 — стопор; *б* — торцовое контактное уплотнение; 1 — вал ротора; 2 — втулка уплотняющая; 3 — направляющие штифты; 4 — втулка прижимная; 5 — кольца уплотнительные; 6 — графитовое кольцо; *в* — уплотнение опоры компрессора; 1 — вал ротора, 2 и 3 — стальные кольца; 4 — графитовое уплотняющее кольцо; 5 — воздушное лабиринтное уплотнение

типа 4, а пружинами 7 прижимаются к торцу неподвижного корпуса 2. От проворота графитовые сегменты удерживаются стопорами 8. Геометрические размеры, форма и число элементов довольно широко варьируются. Так, графитовые радиальные уплотнения выполняются однорядными, как показано на рисунке, или двухрядными с большим числом элементов и перекрытием стыков между ними путем расположения их в шахматном порядке. Число сегментов в одном ряду рекомендуется от четырех до шести. Действующие на уплотнение перепады давлений рекомендуются в пределах не более 0,25 МПа.

Усилие растяжения браслетных пружин принимают пропорциональным диаметру посадочного места элементов: $P = 0,02 D$, где D — диаметр, мм и P — усилие, Н. Осевые пружины применяют с усилием 3 ... 6 Н.

Из применяемых материалов можно указать углеграфит Нигран-В (для температур воздуха до 300 °С), АГ-1500 и пирографит ПГИ (для температур до 350 ... 400 °С); ответные стальные детали изготавливают из 38ХМЮА, 13Х11Н2В2МФ с азотированием контактных поверхностей на глубину 0,1 ... 0,35 мм, пружины — из проволоки 40КХНМ Ø 0,5 мм. Такие уплотнения допускают значительные относительные осевые перемещения и скорости скольжения до 120 м/с.

На рис. 12.3, б приведен пример торцового контактного уплотнения. Уплотнительное кольцо 6, приклеенное к стальной втулке 4, перемещается под действием осевых пружин по направляющим штифтам 3, создавая контакт с торцом вращающейся стальной втулки 2 на валу ротора 1. Удельное давление в контакте должно превосходить перепад давлений воздуха при работе ГТД. Уплотнение втулки 4 в крышке опоры осуществляется резиновыми манжетами 5.

Для надежной работы ТКУ необходима высокая точность изготовления деталей и отсутствие перекоса торцов в контакте; втулка 2 должна охлаждаться струей масла (от 2,5 до 4,5 л/мин). Относительные осевые перемещения при ТКУ ограничены. Допускаются большие перепады давлений воздуха до 0,4 МПа (при температуре 200 °С и скорости скольжения до 75 м/с). При этом рекомендуется выдерживать параметр $pV \leq 30$, где p — удельное давление в контакте (МПа), V — относительная скорость скольжения (м/с). В числе других применяемых конструкций ТКУ следует упомянуть уплотнение между двумя вращающимися валами, а также ТКУ с подвижным самоустанавливающимся сферическим кольцом. Последнее обладает заметно лучшими уплотняющими свойствами.

На многих ГТД применяют радиально-торцовые контактные уплотнения различной конструкции. Применяют РТКУ, состоящие из набора последовательно чередующихся графитовых и стальных колец, с разделением функций торцового и радиального уплотнений, а также имеющие всего одно кольцо. Существенное

значение для выбора конструкции графитового уплотнения имеет место расположения уплотнения, связанное с условиями его работы (параметр pV , t воздуха или газа, теплоотвод).

На рис. 12.3, в приведен пример конструкции графитового уплотнения опоры компрессора с одним кольцом 4. Вместе с валом ротора 1 вращаются стальные кольца 2 и 3. Графитовое кольцо осуществляет уплотнение в плоскости торца и внешней цилиндрической поверхности. На величину давления воздуха перед уплотнением влияет наличие лабиринтного уплотнения 5.

В конструкциях РТКУ для ГТД с большим ресурсом, с целью сокращения износов по торцам, выгодно применять «подъемные площадки». Их выполняют на торцах стальных вращающихся колец, и подводят по радиальным пазам воздух, образующий при окружных скоростях около 90 м/с зону повышенного давления в стыке торцов («воздушную подушку»). В результате этого уплотнительное кольцо отходит от торца и износ практически отсутствует.

12.2. ПРИВОДЫ АГРЕГАТОВ

Нормальное функционирование систем двигателя и ряда важнейших систем самолета (гидравлической, электрической) обеспечивается комплексом специальных агрегатов, размещаемых на двигателе.

К их числу относят агрегаты, приводимые в движение ротором двигателя и поглощающие часть мощности. Такими агрегатами являются топливные и масляные насосы, топливные регуляторы, генераторы переменного тока с приводами постоянной частоты вращения, генераторы постоянного тока, датчик частоты вращения, гидронасосы для обслуживания самолетных систем. При наземном запуске двигателя раскрутка его ротора осуществляется приводом от турбостартера или стартер-генератора.

Общее число приводных агрегатов, устанавливаемых на маршевые двигатели для самолетов, составляет в среднем 10 ... 15 штук и зависит от назначения самолета и типа двигателя. Наименьшее число приводных агрегатов имеют двигатели летательных аппаратов одноразового применения и подъемные двигатели (ПД) для самолетов вертикального взлета и посадки. Сокращение числа агрегатов, устанавливаемых на ПД, достигается тем, что функции ряда агрегатов принимают на себя маршевые двигатели, входящие в ту же силовую установку самолета.

Общая масса приводов с агрегатами существующих двигателей весьма значительна, достигает 15 ... 20 % общей массы двигателя, что делает актуальным поиск путей ее снижения.

Механический привод агрегатов от ротора обеспечивает двигателю полную автономность и применяется на всех типах ГТД.

В некоторых случаях, когда требуется обслуживание систем самолета при неработающих двигателях, для привода нужных агрегатов применяют вспомогательные газотурбинные силовые установки.

12.2.1. Размещение приводных агрегатов на двигателе

При размещении приводных агрегатов на двигателе следует руководствоваться следующими основными требованиями:

- расположение агрегатов на двигателе не должно существенно увеличивать габаритный диаметр двигателя,
- кинематическая схема приводов к агрегатам должна обеспечивать требуемую частоту и направление вращения агрегатов,
- уровень вибраций и температуры агрегатов должен находиться в пределах допустимых для них норм, определяемых техническими условиями на поставку агрегатов,
- подход к агрегатам в эксплуатации для их регулировки, осмотра и замены должен быть удобным,
- протяженность коммуникаций, связывающих агрегаты между собой, должна быть минимальной.

Удовлетворить эти требования удастся, разместив большинство агрегатов на внешних, легко доступных для подхода поверхностях корпусов двигателя и путем группирования приводных агрегатов на специальных коробках агрегатов, которых на двигателе может быть одна, две и более.

Наиболее часто встречаются конструкции двигателей, имеющие одну основную коробку агрегатов и дополнительные приводы.

Внутри корпусов двигателя устанавливают агрегаты, не требующие доступа в эксплуатации: откачивающие маслососы, воздухоотделители и т. п.

Для обеспечения компактности и минимального габаритного диаметра двигателя используют особенности контура корпусов, заполняя приводными агрегатами свободные объемы.

Коробки агрегатов располагают, сообразуясь с размещением двигателей на самолете (в фюзеляже, под крылом, в хвостовой части), в большинстве случаев либо над корпусом компрессора (верхнее расположение), или под двигателем (нижнее). Выбор места расположения коробки агрегатов диктуется также возможностью и удобством подхода к агрегатам в эксплуатации, осуществляемым через люки в гондоле двигателя или в фюзеляже самолета. Если верхнее расположение не вызывается требованием конструктора самолета, то конструктор двигателя отдает предпочтение нижнему расположению коробки приводов. Это позволяет несколько снизить общую массу и трудоемкость изготовления двигателя, так как избавляет от необходимости создания в случае принятия верхнего расположения коробки дополнительного нижнего привода специально для маслососов, всегда располагаемых в нижней части.

Выбор месторасположения агрегатов по длине двигателя производят исходя из возможного удаления от наиболее нагретых его узлов.

Окончательная отработка размещения агрегатов производится при макетировании двигателя и его согласовании с макетом са-

молета. С этим связана разработка кинематической схемы приводов агрегатов проектируемого двигателя.

Для разработки кинематической схемы необходимо располагать сведениями о диапазоне рабочих частот вращения ротора двигателя и потребных частотах вращения агрегатов, потребляемой ими мощности и направлении вращения.

Ниже приводится примерный порядок потребляемой мощности и максимальных частот вращения для отдельных агрегатов:

	кВт	об/мин
топливные насосы шестеренные	15 ... 50	4 500 ... 5 500
» » центробежные	150 ... 350	20 000 ... 30 000
маслососы нагнетающие и откачивающие . .	5 ... 15	2 000 ... 4 000
электрогенераторы	10 ... 40	7 000 ... 9 000
гидрососы	15 ... 20	2 000 ... 4 500
регуляторы воздушных винтов	20 ... 40	5 000 ... 6 000
запуск двигателя от турбостартера передает мощность до	... 250	30 000 ... 35 000

Пример кинематической схемы привода агрегатов одновального двигателя малой размерности изображен на рис. 12.4. Ука-

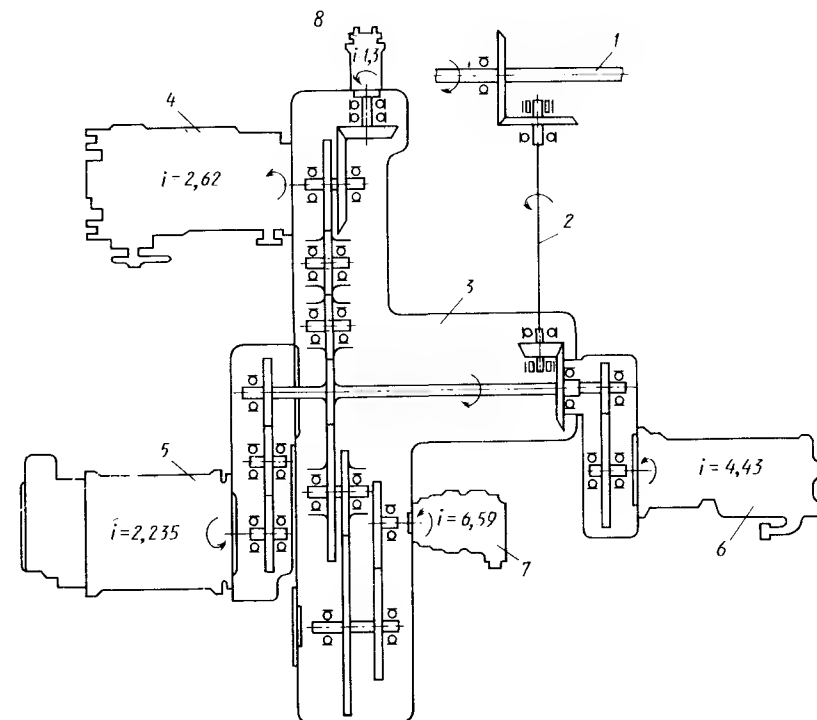


Рис. 12.4. Кинематическая схема привода агрегатов одновального двигателя: 1 — ротор двигателя; 2 — привод коробки агрегатов; 3 — коробка агрегатов; 4 — топливный насос; 5 — электростартергенератор; 6 — масляный агрегат (насосы); 7 — датчик тахометра; 8 — центробежный суфлер

занные на схеме передаточные числа i представляют собой отношение частоты вращения ротора двигателя к частоте вращения агрегата. Эта кинематическая схема является простейшей, так как передача вращения от ротора двигателя осуществляется одним приводом коробки агрегатов 2 ко всем приводным агрегатам, размещаемым на коробке агрегатов 3.

Нередко встречаются двигатели, в которых при размещении агрегатов возникает необходимость в дополнительных приводах. В таких случаях наиболее рациональным, с точки зрения общей компоновки и наименьшей дополнительной массы, является расположение всех приводов в одной плоскости поперечного сечения двигателя. Это обеспечивает возможность зацепления ведомых конических шестерен всех приводов с одним общим ведущим коническим зубчатым колесом центрального привода (рис. 12.5).

12.2.2. Особенности конструкции приводов агрегатов

Рассмотрим особенности конструкции отдельных узлов и деталей, входящих в систему приводов, присущих каждому типу ГТД.

Центральный привод, пример конструкции которого представлен на рис. 12.6, состоит из следующих деталей: ведущего конического зубчатого колеса 2, ведомой конической шестерни 3, корпуса центрального привода 6

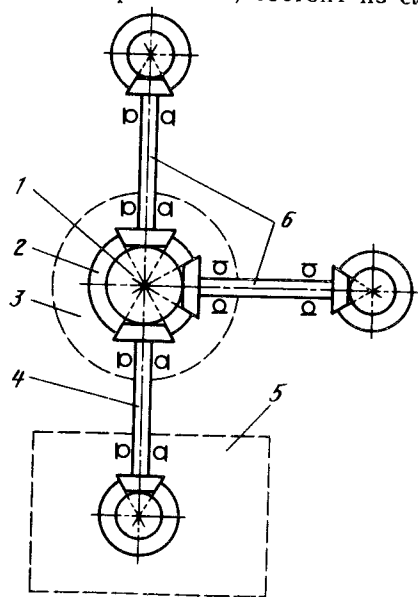


Рис. 12.5. Схема размещения нескольких приводов агрегатов:

1 — ось вращения ротора; 2 — ведущее зубчатое колесо центрального привода; 3 — центральный привод; 4 — привод коробки агрегатов; 5 — коробка агрегатов; 6 — дополнительные приводы агрегатов (верхний и боковой)

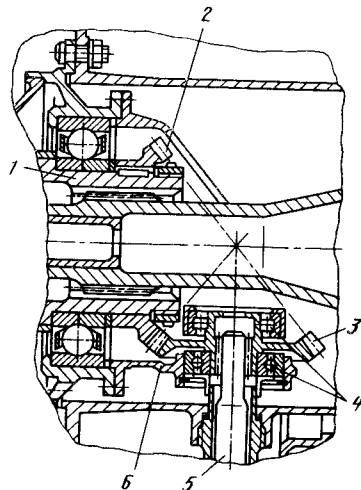
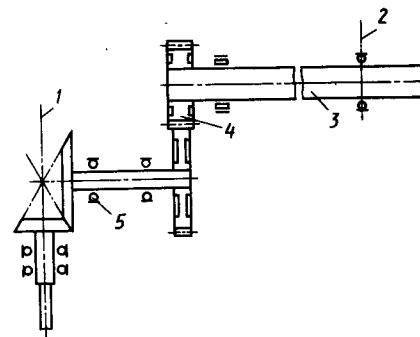


Рис. 12.6. Пример конструкции центрального привода:

1 — ротор двигателя; 2 — ведущее коническое зубчатое колесо; 3 — ведомая шестерня; 4 — подшипники привода рессоры; 5 — рессора привода коробки агрегатов; 6 — корпус центрального привода

Рис. 12.7. Схема расположения центрального привода вдали от плоскости долевой фиксации ротора:

1 — плоскость расположения центрального привода; 2 — плоскость долевой фиксации ротора; 3 — ротор; 4 — дополнительные цилиндрические зубчатые колеса; 5 — упорный шарикоподшипник ведущего конического зубчатого колеса



с установленными в нем опорами 4 для крепления ведомой конической шестерни.

Ведущее коническое зубчатое колесо устанавливается на роторе двигателя по возможности на близком расстоянии от радиально-упорного подшипника, фиксирующего ротор в осевом направлении. Крутящий момент передается от ротора к ведущему колесу посредством шлиц или шпонки. Торцевое зубчатое колесо опирается на регулировочное кольцо, определяющее зазор в конических зубьях. Диаметр колеса зависит от диаметра вала. Желательно иметь его минимальным, что способствует уменьшению размеров корпуса центрального привода и снижает окружную скорость в зацеплении.

Ведомые конические шестерни выполняют как единое целое с цапфами, которыми они опираются на подшипники качения. Один из подшипников должен быть шариковым радиально-упорным, воспринимающим осевую нагрузку от конической шестерни. Ведомая шестерня посредством внутренних эвольвентных шлиц передает крутящий момент рессоре 5 привода коробки агрегатов. Шлицы желательно выполнять короткими по длине, а боковые зазоры в зубьях шлиц необходимо принимать увеличенными с учетом возможных перекосов рессор в работе. Перекосы возникают из-за неблагоприятного набегания допусков на изготовления входящих корпусных деталей и возможных температурных относительных перемещений.

Корпус центрального привода должен обладать необходимой прочностью и жесткостью для правильного зацепления нагруженных конических зубчатых колес. Корпус крепится к корпусу опоры ротора. Изготавливают корпуса центрального привода литыми из стали, титановых сплавов или реже — из алюминиевых сплавов.

В конструкциях двигателей, когда по соображениям общей компоновки не удается разместить центральный привод вблизи от плоскости осевой фиксации ротора, осуществляемой впереди или за компрессором двигателя, ведущее коническое зубчатое колесо опирается на собственный специальный радиально-упорный подшипник, а крутящий момент к нему от ротора передается через шлицевое соединение, допускающее свободное осевое перемещение колеса и ротора.

Другим конструктивным решением является такая схема расположения центрального привода (рис. 12.7), при которой веду-

шее коническое зубчатое колесо располагается на отдельном валу, связанном с ротором парой цилиндрических шестерен. Осевое усилие от зубчатого колеса воспринимается специальным упорным шарикоподшипником. Благодаря цилиндрическим зубчатым колесам осевое перемещение ротора не передается на ведущее коническое зубчатое колесо. Масса центрального привода в этих случаях несколько возрастает.

При двухвальной схеме ГТД центральный привод чаще связывают с ротором компрессора высокого давления, который раскручивается посредством стартера через центральный привод.

Коробка агрегатов в сборе, со всеми установленными на ней приводными агрегатами, представляет собой, как правило, отдельный модуль двигателя, имеющий относительно несложное крепление к корпусам двигателя.

Наиболее нагруженные зубчатые колеса, подшипники качения, шлицевые соединения коробки агрегатов и центрального привода принудительно смазываются маслом, подаваемым от нагнетающего маслососа. Остальные поверхности трущихся деталей смазываются масляным туманом, всегда образующимся в замкнутых масляных полостях. Все масляные полости имеют общую суфлирующую систему, уравнивающую в них давление.

Вопросы для самоконтроля

1. Перечислите технические требования, предъявляемые к системе смазки.
2. Как осуществляется циркуляционная система смазки?
3. С какой целью производится суфлирование масляных полостей?
4. Как определить объем маслобака двигателя?
5. Назначение контактных уплотнений масляных полостей и основные изменяемые типы конструкций.
6. Какую информацию содержит кинематическая схема приводов двигателя?

ГЛАВА 13

ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ И ПРИМЕНЕНИЯ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ В АВИАЦИИ

Развитие авиации постоянно идет по пути повышения скорости и дальности полета и увеличения грузоподъемности. К вновь создаваемой авиационной технике предъявляются требования повышения надежности, стабильности летно-технических характеристик, повышения ресурса при одновременном снижении стоимости производства и эксплуатации, т. е. снижения стоимости «жизненного цикла».

Для двигателей самолетов транспортной авиации в первую очередь необходимо снижение удельного расхода топлива и удельной массы двигателя, а для маневренных сверхзвуковых самолетов требуется еще и повышение лобовой тяги.

Эти требования могут быть выполнены при:

- 1) интенсификации рабочего процесса посредством увеличения температуры газа перед турбиной T_r и степени повышения давления π_d , а также повышения эффективности работы узлов двигателя с оптимизацией параметров термодинамического цикла;
- 2) рациональном конструировании двигателя и его элементов с применением новых высокопрочных и легких материалов;
- 3) использовании новых совершенных и высокопроизводительных технологических процессов при производстве двигателей;
- 4) разработке и применении новых схем двигателей, обеспечивающих повышение дальности, расширение диапазона скоростей и высоты полета, а также уменьшение вредного воздействия двигателей на окружающую среду;
- 5) применении новых видов топлив, в частности криогенных жидкостей, хладоресурс которых можно использовать для охлаждения элементов конструкции силовой установки и летательного аппарата при больших сверхзвуковых и гиперзвуковых скоростях полета.

Кроме того, совершенствование ГТД должно идти в направлении расширения диапазона устойчивой высокоэффективной работы двигателя и его узлов с помощью регулирования.

Типичные параметры двигателей транспортных и сверхзвуковых самолетов 80-х гг. приведены в гл. 1.

Реализованные в современных двигателях большие значения суммарной степени повышения давления и температуры газа

перед турбиной и в форсажной камере — результат многолетней работы по совершенствованию аэродинамики компрессоров и турбин, разработке систем охлаждения основных элементов двигателей, повышению жаропрочности материалов лопаток, дисков турбин, камер сгорания.

Значительное увеличение π_2 не привело к соответствующему увеличению числа ступеней компрессора и турбины. Увеличение частоты вращения роторов, повышение нагрузки на ступень во вновь разрабатываемых конструкциях позволяет даже сократить число ступеней компрессора и турбины. Таким образом находятся пути улучшения экономичности, снижения удельной массы и трудоемкости изготовления двигателя.

Ожидаемые параметры двигателей следующего поколения 90-х годов:

для двигателей транспортной авиации предполагается, что снижение удельного расхода топлива будет обеспечено за счет повышения термического КПД цикла и полетного КПД. Это может быть достигнуто путем:

- увеличения температуры газа перед турбиной примерно до 1800 К без существенного возрастания затрат воздуха на охлаждение «горячей части», т. е. за счет повышения эффективности систем охлаждения, применения новых металлических и керамических материалов;

- увеличения степени повышения давления π_2 до 40 ... 50;

- повышения КПД вентилятора, компрессора и их турбин.

В связи с высоким газодинамическим совершенством этих узлов в настоящее время нет основания ожидать значительного повышения их КПД в будущем. Тем не менее резервом повышения КПД является применение «широкохордых» лопаток без антивибрационных полок, проведение конструктивных мероприятий по повышению жесткости конструкции для избежания значительной деформации под нагрузкой при эволюции самолета, управление радиальными зазорами между торцами лопаток ротора и корпусом. Здесь возможно «пассивное» управление, т. е. сохранение небольших радиальных зазоров на установившемся режиме за счет охлаждения или нагрева статора или ротора, а также применения материалов с различными коэффициентами термического расширения, и «активное» управление с охлаждением корпуса при регулировании двигателя на переходных режимах (см. гл. 4).

Резервом повышения КПД компрессора и турбин также являются разрабатываемые в настоящее время методы расчета трехмерных течений вязкой сжимаемой жидкости в турбомашинах, широкое применение которых в ближайшее время будет иметь большое значение благодаря использованию ЭВМ новых поколений. Они позволят, кроме того, увеличить нагрузку на ступень, т. е. сократить необходимое число ступеней компрессора и турбины. Увеличение степени повышения давления и соответствующее уменьшение высоты лопаток в последних ступенях компрес-

сора может привести к целесообразности применения в компрессорах двигателей с большой степенью двухконтурности осецентрированных компрессоров, в настоящее время применяемых в мало-размерных двигателях, причем одна центробежная ступень заменит 3 ... 5 осевых ступеней. В связи с этим возникают проблемы увеличения КПД центробежного компрессора, управления торцевыми зазорами, решение проблем, связанных с высокой окружной скоростью и температурой.

Целесообразно повышение полетного КПД путем дальнейшего увеличения степени двухконтурности: на первом этапе до значения 7 ... 8, что не потребует внесения радикальных изменений в конструкцию двигателя; на втором этапе степень двухконтурности будет доведена до значений 12 ... 15. Для сокращения числа ступеней турбины вентилятора при этом рассматривается применение редуктора.

Одновременно рассматривается применение схемы турбовинтовентиляторного двигателя (ТВВД). Применение перспективного ТВВД на дозвуковых транспортных самолетах нового поколения позволит наиболее существенно уменьшить удельный расход топлива. Успех создания такого двигателя зависит, главным образом, от разработки усовершенствованного воздушного винта, получившего название винтовентилятора. Цель работы по созданию винтовентилятора — достижение высокого КПД винта, снижение шума, повышение лобовой тяги винтовентилятора в 2,5 раза. Последнее приводит к уменьшению диаметра винтовентилятора на 40 ... 45 % и снижению его массы — на 50—60 %. Как показывают соответствующие исследования, наибольшего эффекта следует ожидать при использовании соосного винтовентилятора противоположного вращения.

Возможными схемами ТВВД являются:

- ТВВД с однорядным или соосным винтовентиляторами тянущего типа, привод которых осуществляется через редуктор;
- ТВВД с винтовентилятором толкающего типа с безредукторным приводом, с использованием турбин биротативного типа.

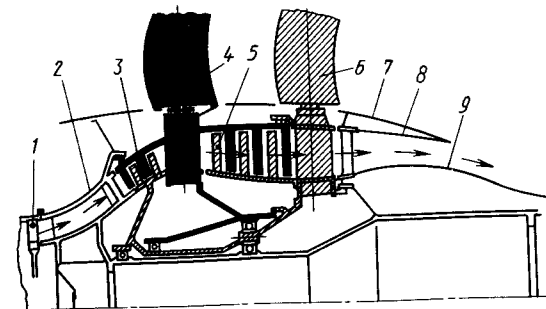


Рис. 13.1. Схема турбины биротативного типа винтовентиляторного двигателя (ТВВД)

На рис. 13.1 представлена схема газовой биротативной турбины винтовентиляторного двигателя в компоновке с комлевыми частями 4 и 6 воздушных винтов. Пятиступенчатые турбины винтовентиляторной части двигателя расположены за турбиной 1 высокого давления и переходным каналом силового корпуса 2 турбин винтовентилятора. При значительном увеличении среднего радиуса турбин обеспечивается и значительно меньшее число оборотов согласно требованиям высокого КПД дозвуковых воздушных винтов. Рабочие лопатки 3 и 5 пятиступенчатых турбин установлены в барабанных частях их корпусов консольно, образуя два ротора, вращающихся в противоположные стороны. Оба ротора имеют по две опоры. Осевые силы турбин и соответствующих воздушных винтов передаются на силовой корпус 2 через шарикоподшипники опоры, фиксирующих роторы от осевых перемещений. Оболочки 7, 8 и 9 образуют хорошо обтекаемый наружный контур и канал сопла.

Наличие двух воздушных винтов, вращающихся в противоположные стороны, обеспечивает снятие расчетной мощности при меньшем их диаметре, а также резко снижает закрутку потока, создаваемую первым по потоку винтом 4.

Суммарное сокращение удельного расхода топлива в двигателях для транспортной авиации по сравнению с эксплуатируемыми в настоящее время как за счет повышения термического КПД цикла, так и полетного КПД составляет 20 % для двигателей схемы ТРДД и более 30 % — для схемы ТВВД.

Одним из возможных путей снижения удельного расхода топлива является использование цикла с регенерацией тепла путем применения в конструкции двигателя теплообменников. В табл. 13.1 приведены результаты, полученные при параметрическом исследовании двигателей с теплообменниками¹.

Таблица 13.1

Двигатель	$\pi_{к\Sigma}$	m	$\Delta C_{уд}/C_{уд. иск}$ %
Исходный без теплообмена при $C_{уд. иск}$	38	8	0
С межтурбинным теплообменником	23	6	-5,5
С межтурбинным теплообменником	8,5	4,7	-60
С затурбинным теплообменником	6	8,7	-9

¹) Bouilet R. «L'évolution de la technologie des turboréacteurs de forte puissance» — L'Aéronautique et L'astronautique, 1984, N 107.

Реализация этого пути снижения удельного расхода топлива сопряжена со значительными трудностями, связанными с габаритными размерами, массой и обеспечением надежности теплообменника в процессе эксплуатации. Однако в малоразмерных двигателях межтурбинные теплообменники, более компактные, чем затурбинные, по-видимому, позволят достигнуть расхода топлива, который имеют двигатели большой тяги, так как в этом случае вследствие умеренных значений $\pi_{к\Sigma}$ и m будут устранены трудности достижения высоких значений КПД.

На рис. 13.2 приведена схема демонстрационного двигателя Е³ (ЕЕЕ — Energy Efficient Engine) фирмы «Дженерал Электрик», созданного в порядке конкурса с фирмой «Пратт-Уитни» с целью разработки технических решений, необходимых для создания экономичных двигателей транспортной авиации нового поколения. По условиям конкурса, для вновь создаваемого двигателя должны быть выполнены следующие условия по сравнению с модификациями двигателя CF6 той же фирмы: снижение $C_{уд}$ на 12 %, ухудшение не более чем на 5 % основных данных двигателя в процессе эксплуатации, снижение на 3 % прямых эксплуатационных расходов, увеличение тяги на 20 %.

Все эти условия были выдержаны. В частности, удельный расход топлива снижен на 13,5 % по сравнению с удельным расходом на соответствующих режимах двигателя CF 6-50. В обеспечение этого условия степень повышения давления с $\pi_{\Sigma} = 28 \dots 32,4$ в различных модификациях CF6 была увеличена до $\pi_{\Sigma} = 38$. С этой же целью степень двухконтурности m увеличена с $m = 4 \dots 4,3$ до значения $m \cong 7$.

Применение лопаток компрессора с малым удлинением из более высокопрочного материала Рене 95 позволило повысить частоту вращения, что в сочетании с профилированием компрессора с использованием теории трехмерного течения, а также проведением мер по «пассивному» и «активному» управлению радиальными зазорами в последних пяти ступенях компрессора позволило сократить число ступеней компрессора с 16 до 10 несмотря на увеличение степени повышения давления в компрессоре π_k с 16 до 23.

В конструкции двигателя широко применены композитные материалы. Так, входное устройство 1, обтекатель внутреннего контура 8, корпус вентилятора 3 выполнены из композитных материалов. Силовая схема корпуса вентилятора состоит из наружной и внутренней оболочек, изготовленных из углепластика, связанных металлическими спицами 5, проходящими внутри лопаток 7 спрямляющего аппарата, также изготовленных из углепластика. За ними расположена решетка 9 реверса тяги.

Обечайка 3 непосредственно над рабочими лопатками вентилятора состоит из стального кольца, над которым размещено кольцо в виде прокладки из оргпластика Кевлар. Особенностью этого материала является очень высокое значение удельной вяз-

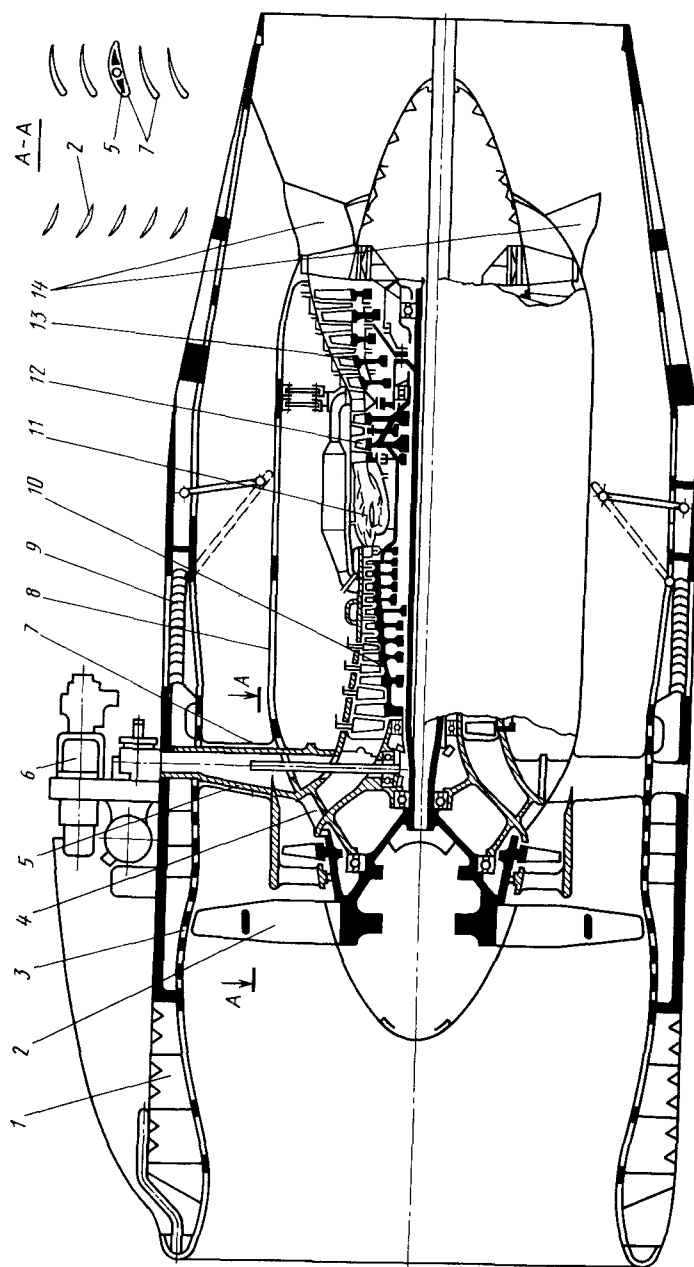


Рис. 13.2. Схема демонстрационного двигателя ГТД фирмы «Дженерал Электрик»

кости. Сочетание стального кольца и кольца из органопластика делают обечайку непробиваемой в случае разрушения лопатки вентилятора.

Во входной части корпуса газогенератора ГТД в качестве материала для оформления аэродинамического профиля лопаток 4, отлитых заодно с входной частью, применен углепластик. Это решение направлено на удешевление конструкции, так как значительно сокращает объем механической обработки.

Ротор 10 компрессора высокого давления выполнен из двух неразъемных частей. Диски первых шести ступеней титановые, остальных ступеней — из сплава Рене 95 и связаны между собой болтовым соединением. Каждая часть состоит из отдельных дисков, соединенных методом инерционной сварки.

На гладкой части лабиринтных уплотнений нанесено абразивное покрытие (окись алюминия), исключающее контакт металла по металлу (улучшение приработки и исключение возгорания титана). Особенностью ротора является также охлаждение его воздухом, отбираемым за дисками 3-й и 6-й ступеней для целей уплотнения масляных полостей и охлаждения второй ступени турбины высокого давления. Наличие в полости ротора относительно холодного воздуха способствует большей стабильности работы лабиринтных уплотнений на различных эксплуатационных режимах.

Камера сгорания 11 — двухзонная, короткая, с параллельным расположением зоны малого газа и основной зоны. Каждая зона имеет свой диффузор. Дежурная зона обеспечивает низкий уровень выделения окиси углерода на режиме малого газа. Основная зона позволяет получить низкий уровень выделения оксидов азота на режиме повышенных тяг. Количество горелок в каждой зоне 30, максимальная неравномерность поля температур 0,25.

Жаровая труба двухъярусной сегментной конструкции состоит из силовой оболочки, снабженной большим количеством отверстий, через которые поступает воздух для конвективно-пленочной (с орошением) системы охлаждения сегментов, образующих «горячие» стенки жаровой трубы.

Турбина 12 компрессора высокого давления двухступенчатая, охлаждаемая. Характерная особенность ее — высокая температура на входе ($T_{г*} = 1611$ К) в сочетании с высокой окружающей скоростью (500 м/с). Применена система активного управления радиальными зазорами, осуществляемая соответствующим режиму двигателя охлаждением элементов корпуса.

Рабочие и сопловые лопатки изготовлены из сплава Рене 150 с направленной кристаллизацией, а диски — из гранул Рене 95 методом изостатического прессования. Рабочие лопатки турбины небандажированные. Турбина 13 вентилятора пятиступенчатая, неохлаждаемая, противоположного вращения относительно турбины компрессора. Лопатки турбины бандажированные.

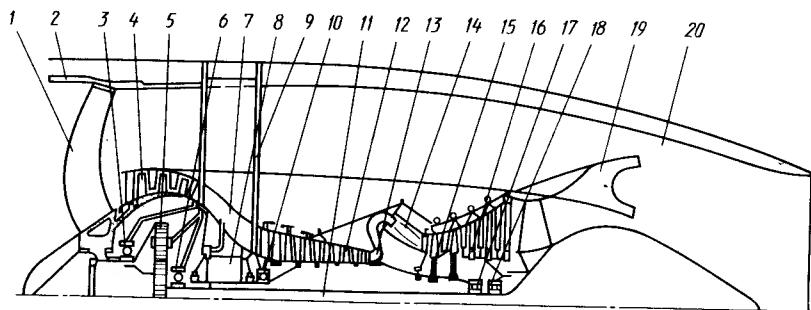


Рис. 13.3. Схема перспективного ТРДД 90-х годов фирмы «Пратт-Уитни» для транспортного самолета

Агрегаты 6 хорошо компонуются в пространстве места крепления двигателя к самолету.

Смеситель 14 потоков — 24-лепестковый желобкового типа, выполнен из сплава инконель.

Система управления — электронная. Она регулирует подачу топлива в каждую зону горения камеры сгорания, управляет регулированием радиальных зазоров в турбине и компрессоре, управляет клапанами перепуска воздуха и реверсивным устройством. Система двухканальная: дублирующий канал включается в случае отказа основного канала. Система имеет средства автоконтроля и способна парировать отказы.

Основные отличительные особенности ТРДД ЕЕЕ (Е³), по-видимому, найдут применение и в других двигателях нового поколения.

В качестве примера возможного варианта ТРДД транспортной авиации 90 гг. на рис. 13.3 приведена схема перспективного двигателя фирмы «Пратт-Уитни».

Силовая схема этого двигателя несмотря на высокое значение π_2 , а также наличие узла редуктора 5 между турбиной низкого давления 16 и вентилятором 1 предельно упрощена. Этому способствовало применение высоконапорных ступеней (в частности, последней ступени 13 компрессора высокого давления центробежного типа). Так, вал 11, соединяющий турбину низкого давления (ТНД) с редуктором 5, выполнен двухопорным (6 и 18), ротор вентилятора 1 и компрессора низкого давления (КНД) 4 опирается на один радиально-упорный подшипник 3 и шестерню внутреннего зацепления 5 редуктора. Ротор 12 газогенератора двухопорный, задняя опора — роликовый подшипник 17, опирающийся на вал ТНД в непосредственной близости от его задней опоры 18.

Саблевидные лопасти вентилятора 1 предполагается выполнять из композиционного материала или полыми из титанового сплава. Ротор КНД 4, моноблочный, выполнен из легкого сплава; статор — из композиционного материала. Передняя часть кор-

пуса двигателя 2 выполнена из высокопрочного материала, обеспечивающего непробиваемость при обрыве лопасти вентилятора, остальная часть корпуса — из углеродистых композиционных материалов. Основная силовая часть корпуса двигателя 7 изготовлена из легкого сплава и стойками 9 связана с наружным корпусом. Ротор КВД выполнен из упрочненных титановых и углеродных композиционных материалов. Диски ТВД 15 изготовлены из высокопрочного никелевого сплава, лопасти турбины — из высокожаропрочного сплава структуры монокристаллов с переходом в дальнейшем на эвтектические сплавы. Камера сгорания 14 с тепловой защитой за счет керамического покрытия и системы охлаждения «с соударением воздушных струй со стенками», обеспечивающей теплозащитную воздушную пленку с минимумом затраты воздуха на ее создание. Элементы смесителя 19 и реактивного сопла 20 выполняются с широким применением композиционных материалов.

В схеме, кроме редуктора 5 с высоким КПД, предусмотрен встроенный стартер — генератор 8 с непосредственным приводом от РВД.

Фирма «Роллс-Ройс» продолжает работу над дальнейшим совершенствованием трехвального ТРДД RB-211. Учитывая повышение в дальнейшем π_2 и m , можно сказать, что этот двигатель будет иметь преимущество перед двухвальной схемой как по числу ступеней, так и по запасу газодинамической устойчивости.

Совершенствование двигателей для маневренных сверхзвуковых самолетов, как указывалось выше, проводится в направлении резкого увеличения лобовой тяги и соответствующего снижения удельной массы до значения $\gamma = 0,008 \dots 0,01$ кг/Н.

Это может быть достигнуто:

- повышением температуры газа перед турбиной выше 1850 К и температуры в форсажной камере выше 2200 К;

- некоторым снижением степени двухконтурности до значения 0,25 ... 0,5 с целью улучшения характеристик в диапазоне сверхзвуковых скоростей полета;

- снижением массы двигателя за счет широкого применения новых, в том числе композиционных материалов, обладающих высокой удельной прочностью, а также разработки порошковых высокопрочных сплавов на никелевой основе;

- повышением напорности ступеней и соответствующего сокращения числа ступеней вентилятора и компрессора до 8 по сравнению с 10 ... 13 у современных двигателей того же назначения.

Следует ожидать, что суммарная степень повышения давления не претерпит существенного изменения, так как она и в современных двигателях ограничена температурой воздуха на выходе из компрессора (при полете на предельной скорости), приемлемой для системы охлаждения лопаток турбины и применяемых материалов.

Реализация этих мероприятий, а также мер по повышению КПД компрессора и турбины приводит к значительному улучшению характеристик на сверхзвуковых режимах полета и может обеспечить возможность крейсерского полета со скоростью $M = 1,6 \dots 1,8$ на бесфорсажном режиме работы двигателя. Это позволит снизить километровый расход топлива на этом режиме полета примерно на 40 % по сравнению с расходом, обеспечиваемым современными двигателями ТРДДФ. Кроме того, образуются избытки тяг, необходимые для создания больших перегрузок при полете в диапазоне трансзвуковых скоростей полета.

Система автоматического управления разрабатываемых двигателей предусматривается на основе электронных цифровых машин. Система будет способна решать задачу оптимизации параметров во всей области эксплуатационных режимов, повышения газодинамической устойчивости на режиме полета с большими углами атаки и при других особых условиях полета.

Система будет обеспечивать самонастраивание в процессе проведения техобслуживания и регулирования двигателя после замены модуля. Система будет иметь средства автоконтроля и возможность парирования на случай отказа.

Совершенствование реактивных сопел будет осуществляться применением новых газодинамических и конструктивных схем (см. гл. 10). Предусматривается требование реверсирования и управления вектором тяги. Кроме этого, как мера повышения «выживаемости» самолета, предусматривается реализация мероприятий по уменьшению интенсивности инфракрасного излучения и радиолокационной заметности.

Перед вновь создаваемым двигателем ставится также условие повышения надежности, сокращения трудоемкости изготовления и эксплуатации. Так, перед фирмами «Дженерал Электрик» и «Пратт-Уитни», разрабатывающими в конкурсном порядке двигатель следующего поколения для сверхзвукового маневренного самолета, поставлены следующие условия совершенствования по сравнению с двигателем ТРДДФ F-100, получившим широкое применение в настоящее время;

- сократить число деталей двигателя на 60 %, снизив при этом стоимость изготовления на 25 %;

- повысить эксплуатационную технологичность (сокращение трудозатрат на постановку и съем двигателя, периодический контроль и др.);

- резко повысить надежность эксплуатации, добившись значения наработки на отказ более 400 ч эксплуатации (на двигателе F-100 наработка на отказ находится на уровне 100 ч).

Выполнение этих условий рассматривается наравне с требованиями, касающимися летно-технических характеристик.

Рассматривая вопрос о перспективах развития ГТД, необходимо остановиться еще на одном направлении развития двигателей, заключающемся в разработке схемы двигателя, наиболее

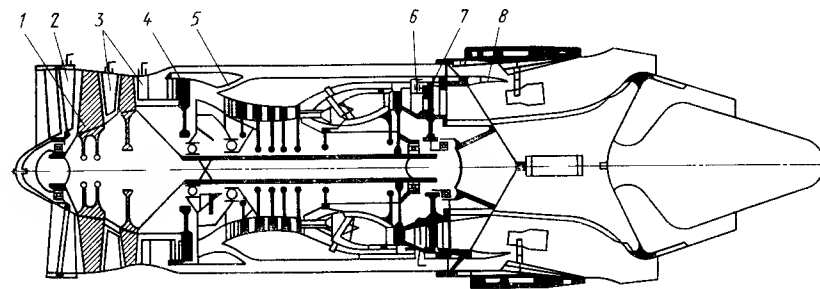


Рис. 13.4. Схема перспективного двигателя изменяемого рабочего процесса GE-21

полно приспособленного к широкому диапазону применения. Это двигатель для многорежимного самолета, а также для сверхзвукового транспортного самолета. Таким двигателем является так называемый «двигатель изменяемого рабочего процесса» (ДИРП). Прежде всего это двигатель, в котором в зависимости от режима полета меняется степень двухконтурности (m), что позволяет обеспечить высокий полетный КПД как при дозвуковой скорости полета (увеличение m), так и при сверхзвуковой (уменьшение m до минимального значения $m = 0,2$).

В настоящее время известно большое количество различных схем ДИРП. Наиболее изученной является схема, реализованная на экспериментальном двигателе GE-21 фирмы «Дженерал Электрик» (рис. 13.4), получившем название двигателя с двойной степенью двухконтурности.

С целью расширения диапазона устойчивой работы компрессоров и высокого их КПД трехступенчатый вентилятор (КНД) разделен на два «блока». В первый блок входят две ступени вентилятора 1, приводимые от турбины низкого давления 7. Второй блок — третья ступень 4 вентилятора — расположен в канале разделительного корпуса.

В схеме предусмотрены элементы регулирования проходного сечения на выходе из вентилятора в канал наружного контура и в конце канала створками 8 в зоне смещения с потоком внутреннего контура. Предусмотрены регулируемые входной направляющий аппарат 2 и направляющие аппараты 3.

Элементы регулирования в сочетании с регулируемым сопловым аппаратом 6 турбины вентилятора, перераспределяющим работу между ступенями турбины, позволяют изменять степень двухконтурности m в пределах от 0,25 до 0,6, оптимизировать работу вентилятора и компрессора в широком диапазоне режимов полета.

Фирма «Дженерал Электрик», по материалам испытания GF-21, оценивает следующее снижение удельного расхода топлива, обеспечиваемого реализованной системой регулирования:

- на сверхзвуковом крейсерском режиме на 9 %;

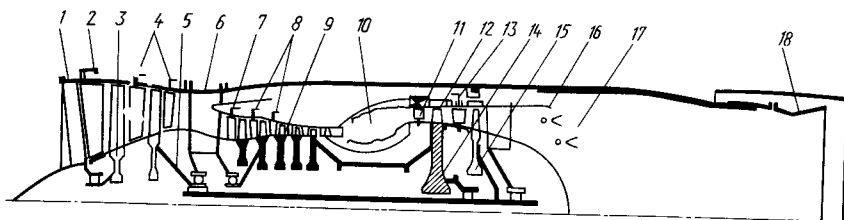


Рис. 13.5. Схема перспективного двигателя 90-х годов для сверхзвукового самолета

— на дозвуковом режиме полета на 22 %.

Кроме того, отмечается значительное расширение диапазона устойчивой работы компрессора и вентилятора.

Следует, однако, иметь в виду, что элементы, вводимые вновь в конструкцию, заметно усложняют ее и могут привести к снижению надежности двигателя, а также к увеличению массы в пределах до 15 %. Наиболее трудно реализуемым элементом конструкции является регулируемый сопловой аппарат турбины вентилятора.

Конструктивная схема перспективного ТРДДФ 90-х годов для сверхзвукового маневренного самолета приведена на рис. 13.5.

Силовая схема этого двигателя предельно проста. Ротор вентилятора 5 и турбины низкого давления (ТНД) 15 — составной трехопорный.

Ротор 9 газогенератора — двухопорный. Основным силовым узлом корпуса двигателя является переходный корпус компрессора 6, который, кроме того, выполняет функцию разделения потоков между контурами и наиболее удобным местом расположения приводов к агрегатам как от РВД, так и от РНД. Лопатки обеих ступеней вентилятора 3 и первых ступеней КВД 9 спроектированы с околосзвуковым обтеканием. Диски вентилятора выполнены из титановых сплавов методами изостатического прессования из порошков. Статор вентилятора 1 изготовлен из композиционных материалов.

Регулируемые входные направляющие аппараты 2 у вентилятора и 7 у осевого компрессора, а также регулируемые направляющие аппараты 4 у вентилятора и 9 — у компрессора. Ротор 9 КВД моноблочный, сварной из высокопрочного никелевого сплава, диски получены методом изостатического прессования. Камера сгорания 10 с тепловой защитой керамическими покрытиями, перспективной системой охлаждения, с применением дисперсионно-упрочненных сплавов. Корпус 12 турбины высокого давления 14 имеет систему активного управления зазорами, с рядом кольцевых деталей из керамических и композиционных материалов. Диск ротора турбины высокого давления получен изостатическим прессованием никелевых сплавов, а лопатки — монокристаллические или из эвтектических сплавов. Намечено применение регулируемых сопловых аппаратов 11 и 13 турбин и смесителя 16. Реали-

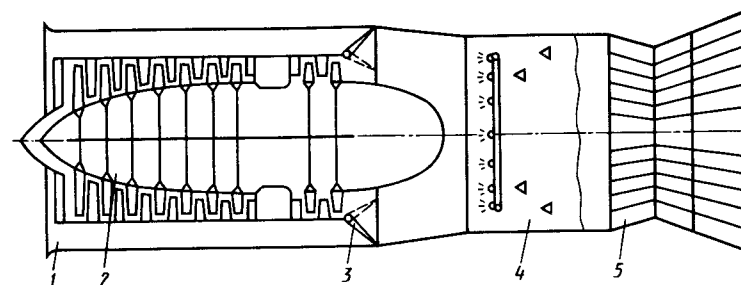


Рис. 13.6. Схема турбопрямоточного двигателя

зация этих мероприятий ставится в зависимости от успехов в достижении высокого уровня температуры T_p через турбиной двигателя.

Форсажную камеру 17 и сопло двигателя 18 с управлением вектором тяги предполагается изготавливать из композиционных материалов.

Для достижения пилотируемыми летательными аппаратами гиперзвуковых скоростей полета, соответствующих числам $M = 5 \dots 6$ и больше, предполагается применение прямоточных и комбинированных двигателей — ракетно-турбинных, турбопрямоточных и ракетно-прямоточных.

Турбопрямоточные двигатели представляют собой сочетание турбореактивного двигателя с форсажной камерой одноконтурного (ТРДФ) или двухконтурного (ТРДДФ) и прямоточного (ПВРД) двигателей. Турбореактивный двигатель работает до скоростей полета, соответствующих числам $M = 3 \dots 3,5$, затем выключается и вступает в действие ПВРД. Схема такого двигателя, состоящего из ТРДФ и ПВРД, приведена на рис. 13.6.

На режиме ТРДФ створки 3 перекрывают канал 1. При переходе на режим ПВРД турбокомпрессорная часть двигателя 2 отключается, створки 3 перекрывают выход из турбины ТРД и открывают проход воздуха через канал 1 в форсажную камеру 4. Форсажная камера ТРДФ переходит на режим работы камеры сгорания ПВРД. Соответственно изменяется критическое и выходное сечение регулируемого реактивного сопла 5.

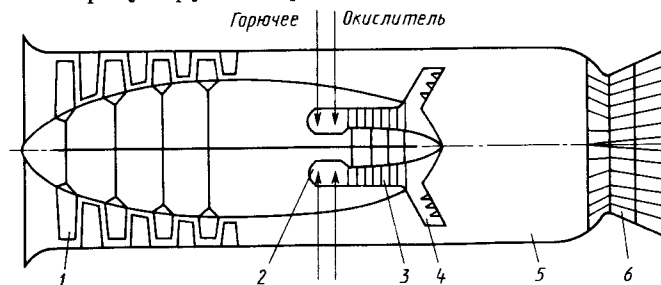


Рис. 13.7. Схема ракетно-турбинного двигателя

Ракетно-турбинный двигатель органически сочетает в себе элементы турбореактивного двигателя (ТРД) и ракетного двигателя (РД). Компрессор ТРД, повышающий давление атмосферного воздуха, приводится во вращение турбиной 3, работающей от газов, вытекающих из газогенератора 2 ракетного двигателя (рис. 13.7). В системе компрессор — турбина возможно использование редуктора.

Пройдя турбину 3, газ при наличии избытка горючего может дожигаться в форсажной камере 5. Режим работы ракетно-турбинного двигателя регулируется системой как подачи жидких горючего и окислителя в газогенератор 2, так и изменением проходных сечений регулируемого реактивного сопла 6.

Разработка гиперзвуковых летательных аппаратов и силовых установок для них требует значительного прогресса в аэродинамике, конструкции и материалах. Достаточно сложные проблемы необходимо решить при конструировании топливной системы, так как в качестве топлива предполагается применение криогенных жидкостей, как-то: водород, метан и др.

В настоящее время существует ряд разработок комбинированных двигателей, часть из которых доведена до стадии испытаний.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Авиационные зубчатые передачи и редукторы**/Под ред. Е. Б. Вулакова. М.: Машиностроение, 1981. 373 с.
2. **Александров В. Г., Базанов Б. И.** Справочник по авиационным материалам и технологии их применения. М.: Транспорт, 1979. 263 с.
3. **Аронов Б. М.** Автоматизация конструирования лопаток авиационных турбомашин. М.: Машиностроение, 1978. 168 с.
4. **Белоусов А. И., Иванов А. И.** Расчет осевых сил, действующих в турбомашинах//Куйбышев: КУАИ, 1981. 91 с.
5. **Биргер И. А. и др.** Термопрочность деталей машин. М.: Машиностроение, 1975. 456 с.
6. **Биргер И. А., Мавлютов Р. Р.** Соппротивление материалов. М.: Наука, 1986. 500 с.
7. **Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б.** Расчет на прочность деталей машин. М.: Машиностроение, 1979. 702 с.
8. **Воробьев Ю. С., Шорр Б. Ф.** Теория закрученных стержней. Киев: Наукова думка, 1983. 186 с.
9. **Демидович Б. М.** Исследование теплового режима подшипников ГТД. М.: Машиностроение, 1978. 171 с.
10. **Деменченко В. П. и др.** Теория двухконтурных турбореактивных двигателей. М.: Машиностроение, 1979. 431 с.
11. **Демьянушко И. В., Биргер И. А.** Расчет на прочность вращающихся дисков. М.: Машиностроение, 1978. 247 с.
12. **Динамика авиационных газотурбинных двигателей**/Под ред. И. А. Биргера, Б. Ф. Шорра. М.: Машиностроение, 1981. 232 с.
13. **Иванов В. П.** Колебания рабочих колес турбомашин. М.: Машиностроение, 1983. 221 с.
14. **Кириченко В. И.** Редукторы ТВД и вертолетных двигателей//Харьков: ХАИ, 1978. 82 с.
15. **Копелев С. З.** Охлаждаемые лопатки газовых турбин. М.: Наука, 1983. 145 с.
16. **Копелев С. З.** Проектирование проточной части турбин авиационных двигателей. М.: Машиностроение, 1984. 224 с.
17. **Локай В. И., Максимова М. К., Струнkin В. А.** Газовые турбины двигателей летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1979. 447 с.
18. **Лукачев В. П., Токарев В. В., Фрейдин А. С.** Выбор схемы форсажной камеры ВРД//Куйбышев: КУАИ, 1982. 60 с.
19. **Любановский Е. В.** Развитие газотурбинных двигателей самолетов гражданской авиации. М.: Машиностроение, 1984. 262 с.
20. **Манушин Э. А., Барышникова Э. С.** Системы охлаждения турбин высокотемпературных ГТД//Итоги науки и техники. Сер. Турбостроение. Т. 2. ВИНТИ, 1980. 280 с.
21. **Механические передачи вертолетов**/Под ред. В. Н. Кестельмана. М.: Машиностроение, 1983. 119 с.
22. **Никитин Ю. М.** Конструирование элементов деталей и узлов авиадвигателей. М.: Машиностроение, 1968. 324 с.

23. Основы автоматизированного проектирования двигателей летательных аппаратов/Под ред. Д. В. Хронина. М.: Машиностроение, 1984. 183 с.
24. Пажи Д. Г., Голустов В. С. Распылители жидкостей. М.: Химия, 1979. 216 с.
25. Пономарев Б. А. Двухконтурные турбореактивные двигатели. М.: Воениздат, 1973. 133 с.
26. Пономарев Б. А. Настоящее и будущее авиационных двигателей. М.: Воениздат, 1982. 240 с.
27. Пчелкин Ю. М. Камеры сгорания газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1984. 280 с.
28. Раковский В. С., Рейтбарг Л. Х., Роттенберг Н. Д., Теллис М. Я. Авиационные материалы и их обработка. М.: Машиностроение, 1979. 311 с.
29. Расчет на прочность авиационных газотурбинных двигателей/Под ред. И. А. Биргера, Н. И. Котерова. М.: Машиностроение, 1984. 208 с.
30. Сидоренко М. К. Виброметрия газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1973. 224 с.
31. Скубачевский Г. С. Авиационные ГТД, конструкция и расчет деталей. М.: Машиностроение, 1981. 552 с.
32. Солонина О. П., Глазунов С. Г. Жаропрочные титановые сплавы. М.: Металлургия, 1976. 447 с.
33. Теория и расчет воздушно-реактивных двигателей/Под ред. С. М. Шляхтенко. М.: Машиностроение, 1987. 568 с.
34. Теория двухконтурных турбореактивных двигателей/Под ред. С. М. Шляхтенко, В. А. Сосунова. М.: Машиностроение, 1979. 568 с.
35. Хавкин Ю. И. Центробежные форсулки. Л.: Машиностроение, 1976. 168 с.
36. Холщевников К. В., Емин О. Н., Митрохин В. Т. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. М.: Машиностроение, 1986. 432 с.
37. Хронин Д. В. Колебания в двигателях летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1980. 296 с.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

А

- Автоколебания лопаток плоскопараллельные 277
- Аппарат сопловой ГТ (общие сведения) 175
- — — конструктивно-схемные решения 176
- — — крепление лопаток 182

Б

- Бандажные полки лопатки 70

В

- Вынужденные колебания роторов 352
- — — при действии сил трения 363
- Высотность масляной системы 526

Г

- Газовые турбины (общие сведения) 129
- — — схемы 135
- Гироскопический момент ротора 49
- — — диска 346

Д

- Двигатель изменяемого рабочего процесса 551
- ракетно-турбинный 553
- турбопрямоточный 553
- Диаграмма собственных частот ротора 348
- — — многодискового ротора 350
- Диаметр втулки относительный 62
- Динамический момент диска 346
- Диски газовых турбин 186
- Думисная полость 42

Ж

- Жизненный цикл двигателя 29
- Жаровая труба 394
- — — охлаждение 407
- — — подвод воздуха 400, 404

З

- Зазор осевой в компрессорах 121, 123
 - радиальный 59, 121
 - — относительный 121, 122
 - — в турбинах 214
- Запас прочности дисков 309
 - по разрушающим частотам вращения 316
 - лопатки 254
 - — по относительной повреждаемости 258
 - — по циклической долговечности 260
- Зубчатые колеса редукторов, геометрия 509
 - конструкция 510
 - сателлиты 512
- Зубчатые передачи, коэффициент полезного действия 496
 - замкнутые 501
 - планетарные 487

И

- Изгиб зубьев, смятие 507
 - — запас прочности 508
- Изогнутость профиля лопатки компрессора 71

К

- Камеры сгорания, составные части 394
 - — температурные поля 392
 - — тепловая напряженность 391
 - — требования 390
- Кинематическое возбуждение колебаний ротора 356
- Компенсация изгибающих моментов в лопатке 246
- Компрессор, разновидности конструкций 52
 - схемы осевых компрессоров 63, 64
- Коэффициент глубины охлаждения 158
- Коэффициент использования материала 21
- Критическая угловая скорость диска 335
 - — ротора 338, 352, 354
 - — вала 344

Л

- Лопатки направляющих аппаратов компрессоров 110, 111, 112
- Лопатки рабочие компрессоров и ГТ, конструктивные параметры 140
 - — расчет соединения на прочность 151
- Лопатки сопловые ГТ, общие сведения 175
 - — — конструктивно-схемные решения 176
 - — — крепление 182
- Лопатки ширококордные 72

М

- Масса компрессора относительная 51
- Материалы, используемые в ГТ 228
- Материалы смазочные 210, 529
- Матрица перехода диска 381
 - — лопатки 269, 271, 272
 - — невесомого участка 380

558

- — упругой опоры 382
- Модульность конструкций 38

Н

- Напряженное состояние лопатки общее 252
- Неустойчивость ротора 364, 366

О

- Объем маслобака 530
- Опоры роторов ГТ 199
 - — установка подшипников 202
- Охлаждение ГТ 218
 - подшипников ГТ 210

П

- Параметры газовых турбин 129, 131
- Перо лопатки 70
- Подшипники качения 199
 - — работоспособность 208
- Прецессия вала прямая 346, 348
 - — обратная 346, 348
- Прокачка масла 523, 528, 529

Р

- Распределение напряжений растяжения в лопатке 239
 - — — в дисках 291, 292, 297
 - — температурных напряжений 302
- Расчетная схема ротора дискретная 379
- Реверсирование тяги 481
- Регулирующие устройства компрессора 64, 115
- Резонансная диаграмма лопатки 274
- Резонансные частоты вращения ротора 353, 354, 356
- Ресурс двигателя 22

С

- Система автоматизированного проектирования 26, 27
- Системы охлаждения ГТ 218
- Соединения валов турбины с компрессором 224
 - дисков и валов 187, 195, 198
 - лопаток и дисков компрессоров и турбин 73, 77, 145
 - секций роторов компрессоров 94, 96
- Сопла реактивные 472, 474
- Степень повреждения деталей 258
- Стадии проектирования двигателя 23—26

Т

- Технологичность конструкций 21, 22
- Топливные форсунки 411
- Турбина-вентилятор биротативного типа 543

У

Угол закрутки лопатки 71
Удлинение лопатки компрессора 72
Удельная масса компрессора 58, 61
Упругие опоры 357, 359
Упруго-демпферные опоры 369, 374

Ф

Фазовые волны колебаний дисков 334
Фиксация рабочих лопаток 75, 76, 150
Формы собственных колебаний круглых пластин 322
— — — лопаток 263, 267
— — — рабочих колес 326
Форсажная камера: элементы конструкций 444
— — — требования 446

Ч

Частота собственных колебаний диска 324, 330, 332
— — — лопатки 265, 266
— — — стержней 265, 267, 268
Частотные уравнения ротора 347, 350
— — — на анизотропно-упругих опорах 362

Э

Эффективность лабиринтного уплотнения 216

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава 1. Общие сведения по конструкции газотурбинных авиационных двигателей	5
1.1. Разновидности конструкций	5
1.2. Основные данные двигателя	10
1.3. Развитие отечественных двигателей	12
1.4. Технические требования	18
1.5. Проектирование ГТД, стадии создания	23
1.6. Автоматизированное проектирование	26
1.7. Задачи повышения эффективности двигателестроения	28
Глава 2. Общие вопросы компоновки ГТД	29
2.1. Конструктивно-схемное решение	30
2.2. Силовые схемы ГТД	31
2.2.1. Силовые схемы роторов	32
2.2.2. Силовые схемы корпусов	33
2.3. Крепление двигателя на самолете	36
2.4. Обеспечение эксплуатации по техническому состоянию	37
2.5. Модульность конструкции	38
2.6. Усилия, действующие в газотурбинных двигателях	39
2.6.1. Определение осевых газовых сил	40
2.6.2. Инерционные силы и моменты, действующие на элементы ГТД	48
Глава 3. Конструкция и проектирование компрессоров	51
3.1. Общие сведения	51
3.1.1. Требования, предъявляемые к компрессорам	51
3.1.2. Типы компрессоров, применяемых в ГТД	51
3.2. Классификация осевых компрессоров	53
3.3. Основные параметры осевых компрессоров	58
3.3.1. Параметры компрессоров в современных ГТД	58
3.3.2. Основные пути развития компрессоров	59
3.3.3. Обобщенный параметр осевых компрессоров — удельная масса	61
3.4. Конструктивные схемы осевых компрессоров	63
3.5. Рабочие лопатки	69
3.5.1. Требования, предъявляемые к рабочим лопаткам	69
3.5.2. Конструкция и основные геометрические параметры рабочих лопаток	70
3.6. Соединения лопаток с дисками	73
3.6.1. Требования, предъявляемые к соединениям	73
3.6.2. Конструкции соединений лопаток с дисками	73
3.7. Оценка прочности элементов соединений лопаток с дисками	78
3.7.1. Соединение лопаток с дисками типа «ласточкин хвост»	78
3.7.2. Шарнирное соединение лопаток с дисками	80

3.8. Роторы осевых компрессоров	83
3.8.1. Ротор барабанного типа	83
3.8.2. Оценка прочности ротора барабанного типа	85
3.8.3. Ротор дискового типа	89
3.8.4. Ротор смешанного или барабанно-дискового типа	92
3.8.5. Определение усилия затяжки центрального стягивающего болта	98
3.9. Корпусы осевых компрессоров	101
3.9.1. Требования, предъявляемые к корпусам	101
3.9.2. Конструкция составных частей корпуса компрессора и их основные характеристики	102
3.10. Направляющие и спрямляющие аппараты	110
3.10.1. Общие сведения	110
3.10.2. Консольное крепление лопаток НА	111
3.10.3. Двухстороннее крепление лопаток	112
3.11. Противообледенительные устройства	115
3.12. Воздушные уплотнения	119
3.13. Радиальные и осевые зазоры	121
3.14. Материалы для деталей осевых компрессоров	123
Глава 4. Газовые турбины	129
4.1. Конструктивные параметры и компоновки	129
4.1.1. Конструктивные параметры	131
4.1.2. Конструктивные компоновки	135
4.2. Лопатки рабочие	140
4.2.1. Конструктивные параметры	140
4.2.2. Соединение рабочих лопаток с дисками	145
4.2.3. Расчет на прочность соединения лопаток с диском (елочного типа)	151
4.3. Охлаждение лопаток турбин	156
4.3.1. Общие сведения и конструктивные параметры	156
4.3.2. Конструктивно-схемные решения охлаждаемых рабочих лопаток	163
4.4. Сопловые аппараты	175
4.4.1. Общие сведения и конструктивные параметры	175
4.4.2. Конструктивно-схемные решения сопловых лопаток	176
4.4.3. Крепление сопловых лопаток	182
4.5. Роторы	185
4.5.1. Общие сведения	185
4.5.2. Диски	186
4.5.3. Соединения дисков и валов	187
4.5.4. Опоры роторов	199
4.5.5. Обеспечение минимальных зазоров между ротором и статором	213
4.6. Системы охлаждения	218
4.7. Соединения роторов турбин с роторами компрессоров и редукторами	224
4.8. Используемые конструкционные материалы	228
Глава 5. Проектирование и расчет рабочих лопаток компрессоров и турбин	232
5.1. Конструкция и прочность лопаток	232
5.1.1. Требования и особенности проектирования лопаток	232
5.1.2. Расчет рабочих лопаток на прочность	235
5.1.3. Расчет шарнирной лопатки	247
5.1.4. Температурные напряжения в лопатках турбин	248
5.1.5. Запас прочности лопаток	254
5.1.6. Оценка запасов длительной прочности лопаток турбин	256
5.1.7. Понятия о малоцикловой термической усталости лопаток	258
5.2. Колебания лопаток	262

5.2.1. Виды и формы колебаний лопаток	263
5.2.2. Расчет собственных частот изгибных форм колебаний	264
5.2.3. Вынужденные колебания лопаток, резонансные режимы	273
5.2.4. Способы устранения резонансных колебаний лопаток	275
5.2.5. Понятия об автоколебаниях лопаток	277
Глава 6. Конструкции и проектирование дисков компрессоров и турбин	281
6.1. Общие понятия	281
6.1.1. Требования к конструкции дисков	281
6.1.2. Условия работы дисков ГТД	282
6.1.3. Разнозначности конструкций дисков	283
6.2. Расчет дисков на прочность при растяжении	286
6.2.1. Основные условия и допущения	286
6.2.2. Вывод расчетных уравнений	286
6.2.3. Влияние конструкций диска на его напряженное состояние	289
6.2.4. Температурные напряжения в дисках	298
6.2.5. Метод расчета напряжений в дисках произвольной конфигурации	302
6.2.6. Запас прочности дисков	309
6.2.7. Оценка прочности рабочего колеса центробежного компрессора	319
6.3. Колебания дисков	322
6.3.1. Общие понятия о колебаниях круглых пластин и дисков	322
6.3.2. Расчет на колебания рабочих колес компрессоров и турбин методом Рэлея	326
6.3.3. Зависимость собственных частот от различных факторов	331
6.3.4. Критические угловые скорости дисков	333
Глава 7. Расчет роторов ГТД на колебания	337
7.1. Основные понятия о потере устойчивости быстровращающихся роторов	337
7.1.1. Критические угловые скорости роторов	337
7.1.2. Влияние упругости опор на критические скорости	340
7.1.3. Критические состояния при наличии зазоров в опорах	340
7.2. Устойчивость быстровращающихся гладких валов	342
7.3. Устойчивость и критические угловые скорости однодисковых роторов	345
7.3.1. Расчетная схема ротора	345
7.3.2. Виды прецессий упругой оси ротора	345
7.3.3. Собственные частоты колебаний, диаграмма частот, критические скорости	347
7.4. Устойчивость и критические угловые скорости многодисковых роторов	349
7.5. Вынужденные и резонансные колебания роторов	352
7.5.1. Роторные колебания	352
7.5.2. Нероторные колебания	355
7.6. Влияние упругости опор на колебания роторов	357
7.6.1. Роторы с осесимметричными упругими опорами	357
7.6.2. Роторы с анизотропно-упругими опорами	359
7.7. Колебания роторов при действии сил внешнего и внутреннего трения	363
7.7.1. Потеря устойчивости ротора при действии сил трения	364
7.7.2. Вынужденные колебания при действии сил трения	366
7.8. Конструкция и проектирование упруго-демпферных опор	368
7.8.1. Основные понятия и требования к опорам	368
7.8.2. Конструкция и расчет опор с кольцевыми элементами	368
7.8.3. Конструкция и расчет опор типа «белые колесо»	373
7.8.4. Гидродинамическая демпферная опора	377
7.9. Расчет динамических характеристик и проектирование ротора с помощью ЭВМ	378
	563

7.9.1. Метод начальных параметров расчета виброхарактеристик роторов	378
7.9.2. Расчет собственных частот и форм колебаний роторов	382
Глава 8. Камеры сгорания ГТД	388
8.1. Краткие сведения о камерах сгорания	388
8.2. Конструктивная схема, основные размеры и элементы конструкций камер сгорания	394
8.3. Выполненные конструкции камер сгорания	415
8.3.1. Кольцевая камера сгорания ТРДД	415
8.3.2. Кольцевая камера сгорания ТРДФ	421
8.3.3. Трубчато-кольцевая камера сгорания ТРД	421
8.3.4. Многофорсуночная камера сгорания ТРДД	423
8.3.5. Некоторые направления создания камер сгорания перспективных ГТД	427
8.4. Расчет деталей камеры сгорания на прочность и устойчивость	429
8.4.1. Расчет на прочность	431
8.4.2. Расчет на устойчивость	439
8.4.3. Расчет на сопротивление усталости	442
8.5. Материалы камер сгорания	442
Глава 9. Форсажные камеры	444
9.1. Общие сведения	444
9.2. Основные элементы и принципы организации рабочего процесса	444
9.3. Особенности форсажных камер ТРДДФ	446
9.4. Основные элементы форсажной камеры	447
9.4.1. Фронтное устройство	447
9.4.2. Жаровая труба	458
9.4.3. Пусковые устройства	461
9.5. Понятие о вибрационном горении и срывных режимах форсажной камеры	463
9.6. К расчету деталей форсажной камеры на прочность	464
9.7. Материалы деталей форсажной камеры	469
9.8. Доводка и дефекты форсажной камеры	470
Глава 10. Выходные устройства и регулируемые сопла	472
10.1. Типы выходных устройств	472
10.2. Выходная и удлинительная труба	472
10.3. Регулируемые реактивные сопла	474
10.4. Выходные устройства с изменяемым вектором тяги	481
10.5. Шумоглушащие устройства	483
10.6. Устройства для снижения ИК-излучения	485
Глава 11. Редукторы ТВД и вертолетных турбовальных ГТД	488
11.1. Назначение и основные характеристики редукторов	488
11.2. Передаточные отношения редукторов	491
11.3. Классификация и кинематические схемы редукторов	493
11.4. Расчеты зубьев на прочность. Определение основных размеров зубчатой передачи	504
11.5. Конструкция редукторов	509
11.5.1. Зубчатые цилиндрические и конические колеса	509
11.5.2. Водила планетарных передач	514
11.5.3. Корпусы редукторов. Валы и их опоры	515
11.5.4. Применяемые материалы	517
11.6. Измерители крутящего момента и муфты свободного хода	518
11.7. Смазка редукторов	521
Глава 12. Система смазки, приводы агрегатов	523
12.1. Система смазки ГТД	523
12.1.1. Технические требования к системе смазки	523

12.1.2. Устройство системы смазки	524
12.1.3. Выбор параметров при проектировании системы смазки	528
12.1.4. Уплотнения масляных полостей опор роторов	530
12.2. Приводы агрегатов	535
12.2.1. Размещение приводных агрегатов на двигателе	536
12.2.2. Особенности конструкции приводов агрегатов	538
Глава 13. Перспективы развития и применения газотурбинных двигателей в авиации	541
Список литературы	555
Предметный указатель	557